



UNIVERSITAT JAUME I

ESCOLA SUPERIOR DE TECNOLOGIA I CIÈNCIES EXPERIMENTALS
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Proyecto de instalación de refrigeración centralizada de
un supermercado**

Autor

Manel Mercader Cover

Director

Rodrigo Llopis Doménech

Castelló, 24 de Enero de 2020

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, agradecer a mi tutor Rodri, su dedicación y trabajo tanto en este proyecto como en sus clases, por todos los conocimientos transmitidos y su disponibilidad total en cualquier momento.

En segundo lugar, a mi familia por su apoyo y comprensión durante todos los años de la carrera. Por su esfuerzo, sin el cual no hubiese podido hacer frente a todo lo que supone estudiar lejos de casa.

Y por último, a Silvia, por su paciencia y apoyo en los buenos y en los malos momentos.

Sin vosotros no estaría aquí hoy.

Índice General

MEMORIA

1. Objeto.....	15
2. Alcance	16
3. Antecedentes	16
3.1 Historia de la refrigeración.....	16
3.2 Ciclo frigorífico básico	17
3.3 Regulación de los refrigerantes.....	18
3.4 CO2 como refrigerante.....	20
3.4.1 Clasificación de seguridad.	20
3.4.2 Características técnicas.	22
3.4. Sistema de refrigeración de CO2 básico.	23
4. Bibliografía y referencias.....	25
4.1 Disposición legal y normas	25
4.2 Bibliografía	25
4.2.1 Artículos	25
4.3 Programas de cálculo.....	26
5. Definiciones y abreviaturas.....	26
6. Requisitos de diseño	27
6.1 Localización	27
6.2 Uso de la instalación	28
6.3 Requisitos de diseño	28
7. Análisis de soluciones.....	31
7.1 Sistema Booster con compresor en paralelo	31
7.2 Sistema Booster con multi-eyector.....	33

7.2.1	Eyector.....	33
7.2.2	Sistema comercial CO2 booster con multi-eyector.....	35
7.3	Sistemas Booster con subenfriamiento.	35
7.3.1	Subenfriador mecánico integrado (IMS)	36
7.4	Selección del sistema	37
8.	Modelo de cálculo	38
8.1	Condiciones exteriores.....	39
8.2	Modelo termodinámico	39
8.3	Modelo termodinámico del Gas-cooler.	39
8.4	Modelo termodinámico del desuperheater (DSH).....	40
8.5	Modelo termodinámico del Internal Heat Exchanger (IHX).....	41
8.6	Modelo termodinámico del intercambiador IMS	41
8.7	Modelo termodinámico de los compresores	41
8.8	Modelo termodinámico del recipiente	42
8.8	Modos de funcionamiento	42
8.9	Tramos de funcionamiento de los compresores.....	44
9.	Selección de componentes	46
9.1	Elementos de la central de compresores.....	46
9.1.1	Compresores MT	46
9.1.2	Compresores LT	47
9.1.3	Compresores auxiliares	47
9.1.4	Gas Cooler	48
9.1.5	Subcooler IMS	49
9.1.6	Intercambiador intermedio IHX	49
9.1.7	Válvulas expansión	50
9.1.8	Desrecalentador	51
9.2	Sistema de tuberías.....	51
9.2.1	Red de distribución de líquido	52

9.2.2 Red de aspiración de servicios de negativa.....	52
9.2.3 Red de aspiración de servicios de positiva.....	52
10.Análisis energético	53
10.1COP.....	53
10.2Consumo energético	54
11.Viabilidad económica	55
11.1 Costes de la instalación	55
11.2 VAN.....	57
12.3 TIR.....	57
12.4 Período de retorno.....	57
13.TEWI	58
14.Presupuesto	59
14.1 Coste de la central de compresores.....	59
14.2 Coste de la red de distribución en la sala de ventas.....	60
14.3 Coste total instalación.....	60
15. Conclusiones.....	61

ANEXO 1

1. Introducción	66
2. Ciclo de la instalación	66
2.1 Datos iniciales.....	66
2.3 Cálculo de la instalación	70
3. Componentes	72
3.1 Compresores	72
3.1.1 Compresores MT	72
3.1.2 Compresores LT.....	73
3.1.3 Compresores auxiliares	74
3.2 Gas Cooler	75
3.3 Subcooler IMS	75

3.4 Intercambiador intermedio (IHx)	76
3.5 Desrecalentador	77
3.6 .Válvulas expansión	78
3.6.1 Válvula de back-up	78
3.6.2 Válvula IMS	79
3.7 Otros elementos	79
4. Cálculos energéticos	80
4.1 COP	80
4.2 Consumo energético anual	80
5. Análisis económico	81
5.1 Costes	81
5.2 VAN	81
5.3 TIR	82
5.4 Período de retorno	82

ANEXO 2

1. Introducción	85
2. Condiciones iniciales	85
3. Cálculo	86
3.1 Línea de líquido.	86
3.2 Aspiración de negativa	87
3.3 Aspiración positiva	87
4. Carga de refrigerante.	88

PLIEGO DE CONDICIONES

1. Descripción de las obras	94
2. Condiciones técnicas	94
2.1 Equipos y condiciones de ejecución	94
3. Condiciones técnicas de las tuberías	95
3.1 Instalación	95

3.2	Pruebas hidrostáticas	96
3.2.1	Prueba de estanqueidad	96
3.2.2	Prueba de presión	96
4.	Condiciones técnicas de los equipos de la instalación frigorífica	97
4.1	Placas de identificación	97

TABLAS

Tabla 1.	Límites GWP.....	20
Tabla 2.	Ratio frigorífico servicios positiva.....	30
Tabla 3.	Ratio frigorífico cámaras de positiva	30
Tabla 4.	Ratio frigorífico servicios de negativa.....	31
Tabla 5.	Ratio frigorífico cámaras de negativa	31
Tabla 6.	Secciones de funcionamiento del sistema	44
Tabla 7.	Tramos de funcionamiento de los compresores	45
Tabla 8.	Tuberías líquido	52
Tabla 9.	Tuberías aspiración negativa	52
Tabla 10.	Tuberías aspiración positiva	52
Tabla 11.	Coste central de compresores	59
Tabla 12.	Coste red de distribución.....	60
Tabla 13.	Coste total instalación	60
Tabla 14.	Condiciones iniciales	66
Tabla 15.	Temperatura exterior	67
Tabla 16.	Carga térmica servicios de positiva	67
Tabla 17.	Carga térmica cámaras positiva.....	68
Tabla 18.	Carga térmica servicios negativa	68
Tabla 19.	Carga térmica cámaras negativa	68
Tabla 20.	Puntos ciclo frigorífico	71
Tabla 21.	Potencias compresores.....	72
Tabla 22.	Características compresor MT	73
Tabla 23.	Características compresor paralelo	74
Tabla 24.	Características Gas Cooler	75
Tabla 25.	Características IMS	76
Tabla 26.	Características IHX	77
Tabla 27.	Datos iniciales válvula back-up.....	78
Tabla 28.	Datos iniciales válvula IMS.....	79
Tabla 29.	Tramos tuberías líquido.....	87
Tabla 30.	Tramos tuberías aspiración negativa.....	87
Tabla 31.	Tramos tuberías aspiración positiva	88

ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Ciclo de refrigeración básico	17
Ilustración 2. Diagrama p-h ciclo de refrigeración básico	18
Ilustración 3. Reducción Co2 equivalente	19
Ilustración 4. Clasificación de seguridad	22
Ilustración 5. Sistema booster CO2	23
Ilustración 6. Diagrama p-h sistema booster CO2	24
Ilustración 7. Localización	27
Ilustración 8. Murales	28
Ilustración 9. Vitrinas	29
Ilustración 10. Islas	29
Ilustración 11. Sistema Booster +CP	32
Ilustración 12. Diagrama p-h sistema booster+CP	33
Ilustración 13. Funcionamiento eyector	34
Ilustración 14. Sistema multi-eyector	35
Ilustración 15. Sistema IMS	36
Ilustración 16. Mejoras sistema IMS	37
Ilustración 17. Approach Gas Cooler	40
Ilustración 18. Compresor MT	46
Ilustración 19. Compresor LT	47
Ilustración 20. Compresor paralelo	48
Ilustración 21. Gas Cooler	48
Ilustración 22. Subcooler IMS	49
Ilustración 23. Intercambiador IHX	50
Ilustración 24. Válvulas expansión	50
Ilustración 25. Desrecalentador	51
Ilustración 26. Evolución COP	53
Ilustración 27. Consumo mensual	54
Ilustración 28. TIR	57
Ilustración 29. Diagrama p-h instalación	71
Ilustración 30. Punto funcionamiento compresor MT	73
Ilustración 31. Características compresor LT	74
Ilustración 32. Punto de funcionamiento compresor LT	74

MEMORIA

MEMORIA

1. Objeto.....	15
2. Alcance	16
3. Antecedentes	16
3.1 Historia de la refrigeración.....	16
3.2 Ciclo frigorífico básico	17
3.3 Regulación de los refrigerantes.....	18
3.4 CO2 como refrigerante.....	20
3.4.1 Clasificación de seguridad.	20
3.4.2 Características técnicas.	22
3.4. Sistema de refrigeración de CO2 básico.	23
4. Bibliografía y referencias.....	25
4.1 Disposición legal y normas	25
4.2 Bibliografía	25
4.2.1 Artículos	25
4.3 Programas de cálculo	26
5. Definiciones y abreviaturas.....	26
6. Requisitos de diseño	27
6.1 Localización	27
6.2 Uso de la instalación	28
6.3 Requisitos de diseño	28
7. Análisis de soluciones.....	31
7.1 Sistema Booster con compresor en paralelo	31
7.2 Sistema Booster con multi-eyector.....	33
7.2.1 Eyector.....	33
7.2.2 Sistema comercial CO2 booster con multi-eyector.....	35
7.3 Sistemas Booster con subenfriamiento.	35
7.3.1 Subenfriador mecánico integrado (IMS)	36
7.4 Selección del sistema	37
8. Modelo de cálculo	38
8.1 Condiciones exteriores.....	39
8.2 Modelo termodinámico	39
8.3 Modelo termodinámico del Gas-cooler.	39
8.4 Modelo termodinámico del desuperheater (DSH).....	40

8.5	Modelo termodinámico del Internal Heat Exchanger (IHX).....	41
8.6	Modelo termodinámico del intercambiador IMS	41
8.7	Modelo termodinámico de los compresores.....	41
8.8	Modelo termodinámico del recipiente	42
8.8	Modos de funcionamiento.....	42
8.9	Tramos de funcionamiento de los compresores.....	44
9.	Selección de componentes	46
9.1	Elementos de la central de compresores.....	46
9.1.1	Compresores MT	46
9.1.2	Compresores LT.....	47
9.1.3	Compresores auxiliares	47
9.1.4	Gas Cooler	48
9.1.5	Subcooler IMS	49
9.1.6	Intercambiador intermedio IHX	49
9.1.7	Válvulas expansión.....	50
9.1.8	Desrecalentador	51
9.2	Sistema de tuberías.....	51
9.2.1	Red de distribución de líquido	52
9.2.2	Red de aspiración de servicios de negativa.....	52
9.2.3	Red de aspiración de servicios de positiva.....	52
10.	Análisis energético	53
10.1	COP.....	53
10.2	Consumo energético	54
11.	Viabilidad económica	55
11.1	Costes de la instalación	55
11.2	VAN.....	57
12.	3 TIR.....	57
12.4	Período de retorno.....	57
13.	TEWI	58
14.	Presupuesto	59
14.1	Coste de la central de compresores.....	59
14.2	Coste de la red de distribución en la sala de ventas.	60
14.3	Coste total instalación.....	60
15.	Conclusiones.....	61

TABLAS

Tabla 1. Límites GWP.....	20
Tabla 2. Ratio frigorífico servicios positiva.....	30
Tabla 3. Ratio frigorífico cámaras de positiva	30
Tabla 4. Ratio frigorífico servicios de negativa.....	31
Tabla 5. Ratio frigorífico cámaras de negativa	31
Tabla 6. Secciones de funcionamiento del sistema	44
Tabla 7. Tramos de funcionamiento de los compresores	45
Tabla 8. Tuberías líquido	52
Tabla 9. Tuberías aspiración negativa	52
Tabla 10. Tuberías aspiración positiva	52
Tabla 11. Coste central de compresores	59
Tabla 12. Coste red de distribución.....	60
Tabla 13. Coste total instalación	60

ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Ciclo de refrigeración básico	17
Ilustración 2. Diagrama p-h ciclo de refrigeración básico	18
Ilustración 3. Reducción Co2 equivalente.....	19
Ilustración 4. Sistema booster CO2	23
Ilustración 5. Diagrama p-h sistema booster CO2	24
Ilustración 6. Localización	27
Ilustración 7. Compresor MT.....	46
Ilustración 8. Compresor LT	47
Ilustración 9. Compresor paralelo.....	48
Ilustración 10. Gas Cooler	48
Ilustración 11. Subcooler IMS	49
Ilustración 12. Intercambiador IHX	50
Ilustración 13. Válvulas expansión	50
Ilustración 14. Desrecalentador	51

1. Objeto

En los últimos años se está procediendo a la eliminación de los refrigerantes fluorados sintéticos debido a su alto impacto medioambiental. La emisión de estos gases debido a las fugas en los sistemas en funcionamiento es una de las causas más importantes del efecto invernadero. La normativa actual europea 517/2014 (F-Gas Regulation) y en España Ley 16/2013 de 29 de Octubre, recogen que en el año 2020 estará prohibido el uso y la carga de gases con $GWP > 2500$ (Global Warming Potential). Además el aumento de las tasas impuestas a los gases con alto GWP hace que la carga de gas en los sistemas antiguos sea muy caro y los hace económicamente inviables. Otra regulación a destacar es que a partir del 1 de Enero de 2022 sólo se podrán utilizar refrigerantes con $GWP < 150$ en instalaciones centralizadas. En este caso el único refrigerante con clasificación de seguridad A1 con $GWP < 150$ es el CO_2 .

Es por esto que es necesario el desarrollo de nuevos sistemas que usen gases con bajo impacto medioambiental, siendo el CO_2 (R744) uno de los mejores candidatos ya que su GWP es 1.

El CO_2 como refrigerante es un gas con una capacidad de enfriamiento muy alta, aunque su principal problema reside en que su punto crítico es muy bajo ($31^\circ C - 72.8 bar$) obligando, en el caso de trabajar con temperaturas ambiente altas, a trabajar en estado transcrito (no hay cambio de estado gas-líquido). Además el rango de presiones de trabajo del CO_2 es muy alto, lo que requiere el uso de materiales y equipamiento adecuado para trabajar con estas presiones.

Por todo lo anteriormente expuesto, en este proyecto se diseñará la instalación de refrigeración de un supermercado usando una central booster de CO_2 con subenfriamiento integrado para mejorar su eficiencia. El supermercado está situado en Gandía (Valencia). La principal actividad de este establecimiento es la venta de productos alimentarios de origen animal y vegetal, tanto frescos como congelados, por lo que su demanda frigorífica es bastante alta.

Se diseñará la central de compresores seleccionando todos los elementos necesarios para su funcionamiento, se calcularán las tuberías de la sala de ventas y se realizará un análisis de la eficiencia del sistema en el rango de temperaturas ambiente de funcionamiento.

2. Alcance

Quedan dentro del alcance del proyecto el diseño, cálculo y selección de todos los elementos necesarios para el correcto funcionamiento de la instalación de refrigeración, la especificación de los materiales y las condiciones de montaje del sistema.

3. Antecedentes

3.1 Historia de la refrigeración

El desarrollo de la industria de la refrigeración se puede explicar atendiendo a la evolución de los sistemas, según el tipo de refrigerantes utilizados, exigencias de los mismos y de los propios sistemas ya sea por eficiencia o impacto medioambiental.

Los períodos se pueden separar de la siguiente forma:

- Primera fase (1830-1930s): en esta etapa los sistemas se diseñaban para asegurar su fiabilidad. Se utilizaba como refrigerante todo aquello que funcionara sin atender a su seguridad o estabilidad química, se utilizaban fluidos inflamables y tóxicos.
- Segunda fase (1931-1990): en esta etapa se exige a los refrigerantes estabilidad química y que no sean ni tóxicos ni inflamables. Aparecen los CFC's y los HCFC's siendo el refrigerante más dominante el R22.
- Tercera fase (1990-2010): se descubre que los refrigerantes anteriores tienen un gran impacto en la capa de ozono. Se exige retirarlos del mercado y utilizar refrigerantes con ODP=0 (ozone depletion potential). Aparecen los refrigerantes HFC's que cumplen con las exigencias.
- Cuarta fase (2010 – hoy): el problema de los HFC's es su impacto en el calentamiento global, se exige la utilización de refrigerantes con bajo GWP. Se están desarrollando refrigerantes sintéticos que puedan cumplir con esta

exigencia, sin embargo no llegan a la eficiencia de los anteriores. En este contexto toma gran valor el CO₂ como refrigerante, aunque ya se había utilizado anteriormente su bajo GWP y su alta capacidad de enfriamiento lo sitúan como uno de los mejores candidatos para la refrigeración.

3.2 Ciclo frigorífico básico

El ciclo básico de refrigeración tiene cuatro componentes básicos:

- Compresor: eleva la presión y la temperatura del gas antes del condensador
- Condensador: expulsa el calor retirado de la zona a refrigerar con el ambiente lo que provoca el paso del refrigerante de gas a líquido
- Válvula de expansión: se encarga de bajar la presión del refrigerante desde la presión de condensación a la presión de evaporación
- Evaporador: en este elemento se absorbe el calor del medio a refrigerar. Con esto el refrigerante pasa de estado líquido a gas.

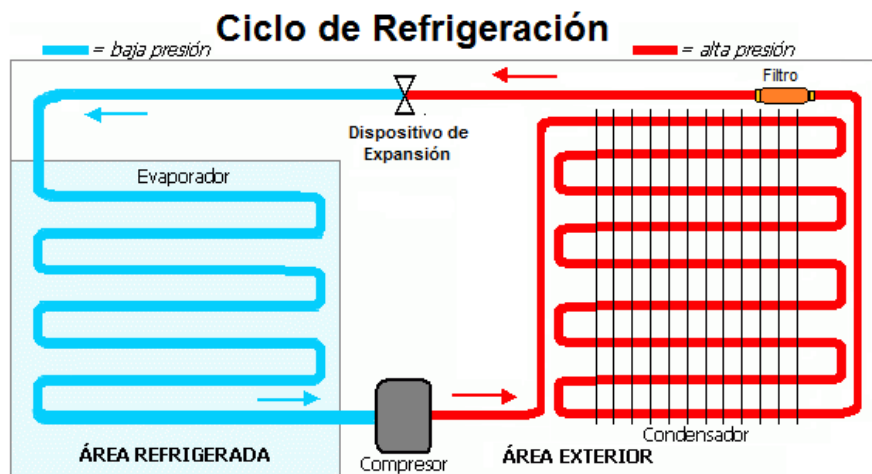


Ilustración 1. Ciclo de refrigeración básico

Para comprender el estado del refrigerante en cada parte del ciclo de refrigerante se utiliza el diagrama de Mollier o diagrama p-h.

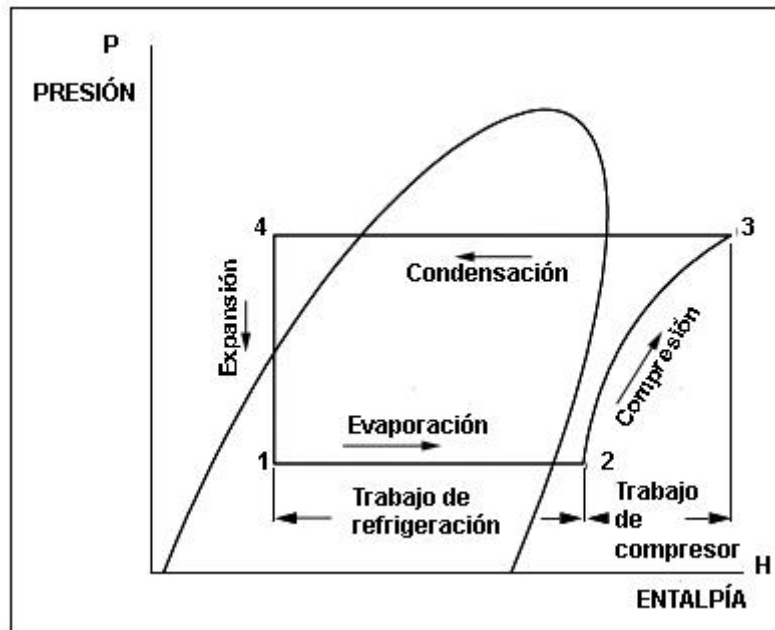


Ilustración 2. Diagrama p-h ciclo de refrigeración básico

Como se puede observar en la *Ilustración 2* el ciclo se puede dividir en cuatro partes:

- 1-2: Es la parte en la que se evapora el refrigerante. Este es el trabajo útil de la instalación y donde se consigue el enfriamiento.
- 2-3: Es la parte de compresión del refrigerante. Se aumenta la presión y la temperatura del refrigerante.
- 3-4: Es la parte donde el refrigerante pasa de gas a líquido. Aquí se extrae el calor del sistema intercambiándolo con el ambiente o con otro fluido.
- 4-1: Se disminuye la presión y la temperatura del refrigerante en la válvula de expansión.

3.3 Regulación de los refrigerantes

Con la entrada en vigor de la legislación actual en materia de uso de refrigerantes con alto GWP (Global Warming Potential) en la Unión Europea (UE) 517/2014 de 16 de Abril, se plantea una disminución de la emisión de gases fluorados a la atmósfera mediante la implantación de una serie de prohibiciones y cuotas a estos refrigerantes.

Las principales medidas que establece la normativa son las siguientes:

- Phase down: En esta fase se plantea una disminución de la comercialización de los gases fluorados (HFC), el objetivo de esta medida es reducir el suministro de estos gases y por extensión reducir las toneladas de CO₂ equivalente emitidas por estos refrigerantes. Para conseguir esta reducción se aplicarán cuotas a productores y distribuidores. Con estas medidas se estima que la reducción de uso será de un 79% en el año 2030.

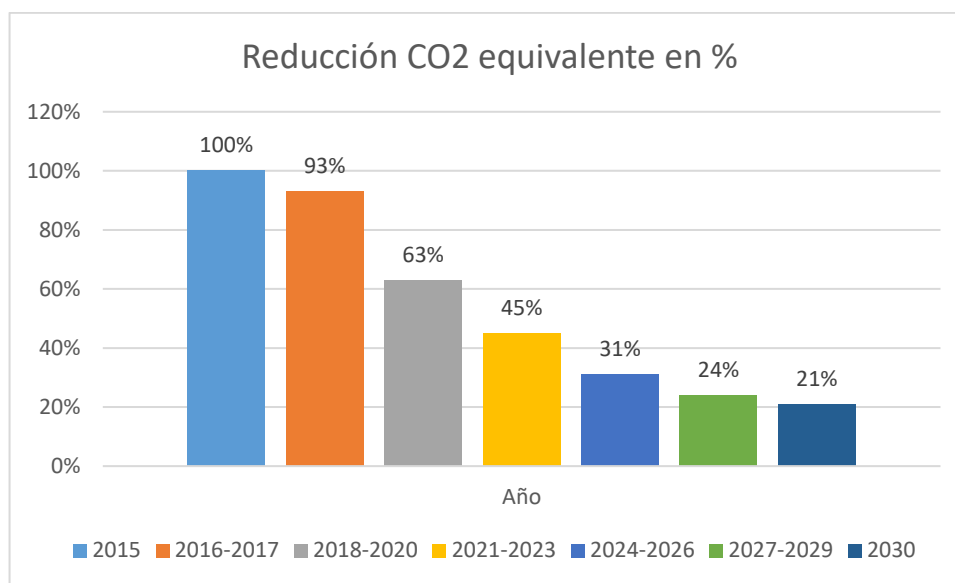


Ilustración 3. Reducción Co2 equivalente.

- Sistema de cuotas. Se aplicarán cuotas a productores e importadores de gases a granel con el objetivo de cumplir los objetivos del phase down.
- Se establecerán límites de GWP, restringiendo o prohibiendo el uso de los gases en función de este parámetro para determinadas aplicaciones. Estas restricciones promueven el desarrollo de nuevos sistemas de refrigeración con menor impacto medioambiental para cumplir las exigencias de la normativa. En el anexo III de la normativa se recogen los periodos de prohibición de comercialización de las diferentes aplicaciones.

Productos y aparatos		Fecha
Frigoríficos y congeladores domésticos que contienen HFC con un PCA igual o superior a 150		1 de enero de 2015
Frigoríficos y congeladores para uso comercial (aparatos sellados herméticamente) que contienen HFC con un PCA igual o superior a 2 500		1 de enero de 2020
Frigoríficos y congeladores para uso comercial (aparatos sellados herméticamente) que contienen HFC con un PCA igual o superior a 150		1 de enero de 2022
Aparatos fijos de refrigeración que contengan HFC, o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un PCA igual o superior a 2 500, excepto los aparatos diseñados para aplicaciones destinadas a refrigerar productos a temperaturas inferiores a – 50 °C		1 de enero de 2020
Centrales frigoríficas multicompresor compactas, para uso comercial, con una capacidad valorada igual o superior a 40 kW, que contengan gases fluorados de efecto invernadero, o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un PCA igual o superior a 150, excepto en los circuitos refrigerantes primarios de los sistemas en cascada, en que pueden emplearse gases fluorados de efecto invernadero con un PCA inferior a 1 500		1 de enero de 2022
Aparatos portátiles de aire acondicionado para espacios cerrados (aparatos sellados herméticamente que el usuario final puede cambiar de una habitación a otra) que contienen HFC con un PCA igual o superior a 150		1 de enero de 2020
Sistemas partidos simples de aire acondicionado que contengan menos de 3 kg de gases fluorados de efecto invernadero o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un PCA igual o superior a 750		1 de enero de 2025
Espumas que contengan HFC con un PCA igual o superior a 150, excepto cuando se exija el cumplimiento de normas nacionales de seguridad	Poliestireno extruido	1 de enero de 2020
	Otras espumas	1 de enero de 2023
Aerosoles técnicos que contengan HFC con un PCA igual o superior a 150, excepto cuando se exija el cumplimiento de las normas nacionales de seguridad o cuando se utilicen para aplicaciones médicas		1 de enero de 2018

Tabla 1. Límites GWP

3.4 CO₂ como refrigerante.

3.4.1 Clasificación de seguridad.

La clasificación de los refrigerantes según el Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas (RSIF 2019) se realiza según su grado de peligrosidad. Este grado de peligrosidad se valora con dos variables, inflamabilidad y toxicidad.

La inflamabilidad se clasifica de menor a mayor peligrosidad con los siguientes valores:

- **1. No inflamable:** Estos refrigerantes que no muestran propagación de llama cuando se ensayan a +60°C y 101,3 kPa.
- **2. Media inflamabilidad.** Refrigerantes que cumplan las tres condiciones siguientes:
 - Muestran propagación de llama cuando se ensayan a +60 °C y 101,3 kPa.
 - Tiene un límite inferior de inflamabilidad, cuando forman una mezcla con el aire, igual o superior al 3,5% en volumen (V/V).
 - Tiene un calor de combustión menor que 19.000 kJ/kg.

Dentro de este grupo la norma ISO 817 ha introducido el criterio de la disminución de riesgo a causa de la baja velocidad de propagación de la llama de ciertas sustancias, estableciendo la categoría 2L, el cual además de satisfacer las tres condiciones anteriores presenta la siguiente característica:

- Velocidad de propagación de la llama inferior a 10 cm/s.

Los refrigerantes que en la actualidad están dentro de esta categoría son los siguientes: R-32; R-143a; R-1234yf; R-1234ze; R-444A; R-444B; R-445A; R-446A; R-447A; R-451A; R-451B; R-452B; R-454A; R-454B; R-454C, R-455A y R-717.

- **3. Alta inflamabilidad.** Refrigerantes que cumplan las tres condiciones siguientes:
 - Muestran propagación de llama cuando se ensayan a +60 °C y 101,3 kPa.
 - Tiene un límite inferior de inflamabilidad, cuando forman una mezcla con el aire, igual o superior al 3,5% en volumen (V/V).
 - Tiene un calor de combustión menor que 19.000 kJ/kg.

La toxicidad se clasifica de menor a mayor peligrosidad con los siguientes valores:

- **A. Baja toxicidad.** Refrigerantes cuya concentración media en el tiempo no tiene efectos adversos para la mayoría de los trabajadores que pueden estar expuestos al refrigerante durante una jornada laboral de 8 horas diarias y 40 horas semanales y cuyo valor es igual o superior a una concentración media de 400 ml/m³ [400 ppm. (V/V)].
- **B. Alta toxicidad.** Refrigerantes cuya concentración media en el tiempo no tiene efectos adversos para la mayoría de los trabajadores que puedan estar expuestos al refrigerante durante una jornada laboral de 8 horas diarias y 40 horas semanales y cuyo valor es inferior a una concentración media de 400 ml/m³ [400 ppm. (V/V)].

Esta clasificación se puede observar gráficamente según la Tabla 1 de la instrucción técnica complementaria IF-02 del RSIF.

		Baja toxicidad	Alta toxicidad
Incremento riesgo - inflamabilidad ↓	Sin propagación de llama	A1	B1
	Baja inflamabilidad	A2L	B2L
	Media inflamabilidad	A2	B2
	Alta inflamabilidad	A3	B3
		→ → Incremento riesgo - toxicidad	

Ilustración 4. Clasificación de seguridad

Según la clasificación anterior el CO₂ (R744) está clasificado como refrigerante A1, por lo tanto es un refrigerante no inflamable y no tóxico.

3.4.2 Características técnicas.

Hemos visto el ciclo de refrigeración básico, sin embargo para poder utilizar el CO₂ como refrigerante principal se deben añadir algunos elementos al sistema para hacerlo eficiente debido a las características del gas. Las características más importantes del CO₂ son las siguientes:

- Punto crítico: el punto crítico es a partir del cual no se produce cambio de fase en el refrigerante. Este punto se sitúa en 31°C-72.8bar en el CO₂ lo que obliga a trabajar en fase transcrítica cuando la temperatura exterior es elevada.
- Presiones de trabajo: las presiones de trabajo del CO₂ son muy elevadas, llegando a trabajar cerca o por encima de los 100 bar en la zona de alta presión del sistema. Estas presiones obligan a elegir materiales y componentes que sean capaces de soportarlas.

- Punto triple: el punto triple es aquel en el que sólido – líquido- gas coexisten. En el CO₂ se sitúa en 4.2bar—57°C. Por debajo de estas condiciones no existe la fase líquida lo que puede causar problemas de congelación en el sistema.
- Capacidad frigorífica: El CO₂ es un refrigerante con una capacidad frigorífica muy elevada respecto a otros refrigerantes comerciales.
- Seguridad: el CO₂ es un gas estable clasificado según ASHRAE como tipo A1 (no inflamable y baja toxicidad), sin embargo en altas concentraciones el CO₂ puede ser tóxico, además sus altas presiones de trabajo pueden representar un riesgo durante su manejo. Por estas razones se deberá disponer de las debidas medidas de protección en la sala de máquinas.
- Impacto medioambiental: como se ha comentado en el objeto del proyecto el CO₂ es un gas con un GWP 1. Siendo, en comparación con otros refrigerantes, muy poco nocivo para el medioambiente en caso de emisión a la atmósfera.

3.4. Sistema de refrigeración de CO₂ básico.

En este apartado se explicará el sistema de refrigeración tipo con CO₂ como refrigerante principal. Se trata de un sistema con doble etapa de compresión (booster).

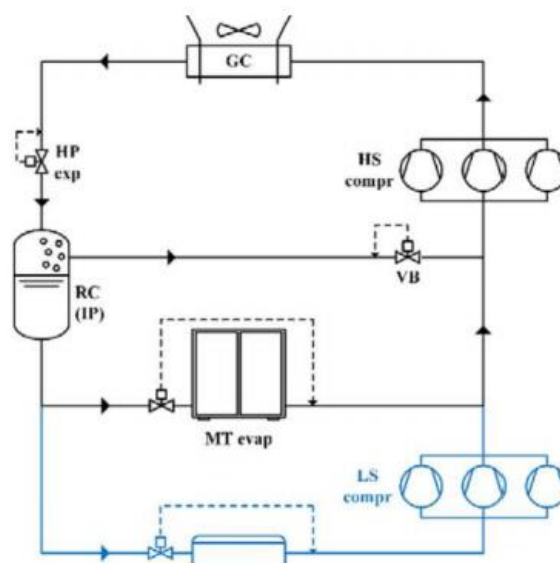


Ilustración 5. Sistema booster CO₂

Ahora analizaremos el diagrama p-h de este sistema.



- 1-2: Evaporadores de Baja temperatura. Aquí se extrae el calor de los servicios de congelado. Se asegura un recalentamiento en la salida del evaporador para proteger a los compresores.
- 2-3: Compresores de Baja temperatura: Se eleva la presión del refrigerante hasta la presión de Media Temperatura.
- 3-4: Compresores de Media temperatura: Se comprime el refrigerante hasta la presión de Gas Cooler.
- 4-5: Gas Cooler. Se extrae el calor del sistema intercambiándolo con el ambiente. La temperatura de salida del Gas Cooler será de una 2°C mayor que la del ambiente.

- 6-7: Expansión del refrigerante hasta la presión y temperatura de evaporación de Media temperatura.
- 7-8: Expansión del refrigerante hasta la presión y temperatura de Baja temperatura.

Este sistema sin embargo tiene limitaciones en cuanto a eficiencia en zonas con temperaturas externas altas y por eso existen diferentes configuraciones para mejorar esta eficiencia.

4. Bibliografía y referencias

4.1 Disposición legal y normas

- Real Decreto 1644/2008, por el que se establecen las normas para la comercialización y puesta en servicio de las máquinas.
- UNE-EN 1861. Sistemas frigoríficos y bombas de calores, esquemas sinópticos para sistemas, tuberías e instrumentación.
- Directiva de máquinas 98/37CEE.
- Directiva de equipos a presión 97/23/CEE.
- Real Decreto 552/2019, de 27 de septiembre, por el que se aprueban el Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas y sus instrucciones técnicas complementarias (RSIF 2019).
- Real Decreto 1644/2008, por el que se establecen las normas para la comercialización y puesta en servicio de las máquinas.

4.2 Bibliografía

4.2.1 Artículos

- [1] (Catalán-Gil, et al., 2019). *Energy analysis of dedicated and integrated mechanical subcooled CO2 boosters for supermarket applications.*
- [2] (Catalán-Gil, et al., 2018). *Energy Evaluation of Multiple Stage Commercial Refrigerations Architectures Adapted to F-Gas Regulation.*
- [3] (Gullo. P., et al. 2018) Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives.
- [4] (Llopis. R., et al.) Subcooling methods for CO2 refrigeration cycles.

[5] (Mazyar Karampour, Samer Sawalha., 2017) State-of-the-art integrated CO2 refrigeration system for supermarkets: A comparative analysis.

4.3 Programas de cálculo

[6] Engineering Equation Solver, Versión 10.644, S.A Klein.

[7] Cool Selector 2, Versión 3.0.1, Danfoss.

[8] SSPG8, SWEP.

[9] AutoCAD 2018, AutoDesk.

[10] GPC.EU 2019, Güntner.

5. Definiciones y abreviaturas

- Alta presión (AP): Zona del sistema en el que el refrigerante se encuentra en condiciones de alta presión y alta temperatura.
- Baja presión (BP): Zona del sistema en la que el refrigerante se encuentra en condiciones de baja presión y baja temperatura.
- COP: Relación entre la potencia frigorífica y el consumo de los compresores. Indicador de la eficiencia del sistema.
- Compresor: elemento mecánico que eleva la presión del refrigerante.
- Evaporador: intercambiador de calor en el que el refrigerante pasa de estado líquido a gas mediante la absorción de calor del media a enfriar.
- Gas Cooler: Intercambiador de calor en el que no se produce cambio de fase del refrigerante. Utilizado en los sistemas de CO2 transcrito.
- Intercambiador de placas: Intercambiador de calor formado por placas corrugadas que intercambia calor entre dos flujos de refrigerante.
- Mueble frigorífico: Mueble refrigerado que permite mantener la temperatura interior en unos valores constantes.
- Recalentamiento: Diferencia de temperaturas entre la temperatura de salida del evaporador y la temperatura de gas saturado del refrigerante a la presión de evaporación.

- Refrigerante: Fluido usado en las instalaciones de refrigeración para la transferencia de calor. Absorbe calor a temperaturas y presiones bajas y cede calor a temperaturas y presiones altas.
- Sub-enfriamiento: Diferencia entre la temperatura del líquido a la salida del condensador y la temperatura de líquido saturado a la presión de condensación.

6. Requisitos de diseño

6.1 Localización

La instalación estará situada en Gandía (Valencia). Gandía es una ciudad costera con una población 78.829 habitantes en el año 2018.



Ilustración 7. Localización

Dentro del supermercado la central de compresores estará situada en la primera planta en un altillo con terraza exterior donde se situará el Gas Cooler. La distribución de las tuberías se realizará por dentro de la sala de ventas según el plano que se puede consultar en los anexos

6.2 Uso de la instalación

La instalación se utilizará para la conservación del producto tanto fresco como congelado de un supermercado. Se trata de productos de origen tanto animal como vegetal que se conservarán en cámaras antes de su venta y en murales o islas para su venta al público.

6.3 Requisitos de diseño

- Los muebles a instalar son elegidos por la empresa del supermercado, sin embargo en este apartado se mostrarán algunos de los muebles existentes en el mercado. Todos los muebles instalados en la instalación tendrán puertas ya que son más eficientes que los muebles abiertos. Para este ejemplo se mostrarán algunos de los muebles disponibles de la empresa Frost-trol, sin que esto impida la utilización de muebles de otros fabricantes.
 - Murales: Muebles verticales, normalmente pegados a la pared, con estantes para a exposición del producto.



Ilustración 8. Murales

- Vitrinas: Muebles refrigerados para exposición de producto a baja altura. Normalmente utilizados en servicios de charcutería o carnicería.



Ilustración 9. Vitrinas

- Islas: Mueble refrigerado para exposición de producto a baja altura. Normalmente se utilizan en espacios sin paredes cerca, se suelen conectar a la red de tuberías desde el techo apoyadas en un pilar o falseado.



Ilustración 10. Islas

- **Potencia frigorífica:** Para el cálculo de la potencia frigorífica a instalar, la empresa propietaria del supermercado nos facilita la información del ratio frigorífico de cada mueble por metro lineal del mismo. A continuación se especifican las cargas necesarias en esta instalación.

SERVICIO	RATIO FRIG. POR METRO LINEAL MUEBLE (W)	TOTAL MTS	CARGA (W)
MURAL PLATOS PREP.1	550	8,75	4812,5
MURAL CHARCUTERÍA 1	550	10	5500
MURAL CHARCUTERÍA 2	550	3,75	2062,5
MURAL CHARCUTERÍA 3	550	5	2750
MURAL CARNES 1	550	5	2750
MURAL CARNES 2	550	5	2750
VITRINA CARNES	425	3,75	1593,75
VITRINA CHARCUTERÍA	425	7,5	3187,5
MURAL FRUTAS	550	2,5	1375
MURAL VERDURAS	550	7,5	4125
MURAL FRUTAS 2	550	2,5	1375
MURAL LACTEOS 1	550	12,5	6875
MURAL PESCADO 1	550	2,5	1375
MURAL PESCADO 2	550	1,25	687,5

Tabla 2. Ratio frigorífico servicios positiva

CAMARAS	RATIO FRIG. POR METRO CÚBICO MUEBLE (W)	TOTAL MTS ³	CARGA (W)
CARNES	135	23,5	3172,5
CHARCUTERÍA	125	16	2000
PESCADO	140	20	2800
FRUTAS	135	28,5	3847,5

Tabla 3. Ratio frigorífico cámaras de positiva

TOTAL CARGA POSITIVA (W)	53038,75
---------------------------------	----------

SERVICIO	RATIO FRIG. POR METRO LINEAL MUEBLE (W)	TOTAL MTS	CARGA (W)
ISLA CONGELADO 1	330	5	1650
ISLA CONGELADO 2	330	5	1650
ARMARIO CONGELADO	550	8,58	4719

Tabla 4. Ratio frigorífico servicios de negativa

CAMARAS	RATIO FRIG. POR METRO CUBICO MUEBLE	TOTAL MTS3	CARGA (W)
CONGELADO	110	18,5	2035
HORNO	110	26	2860

Tabla 5. Ratio frigorífico cámaras de negativa

TOTAL CARGA NEGATIVA (W)	12914
---------------------------------	-------

7. Análisis de soluciones

Como hemos visto en los antecedentes, el sistema básico de refrigeración con CO₂ como fluido primario tiene problemas de eficiencia en zonas con temperaturas ambiente elevadas. Por este motivo, es necesaria la introducción de ciertos elementos que mejoren el rendimiento de estos sistemas. Las investigaciones actuales han desarrollado diferentes variaciones del sistema básico buscando elevar la eficiencia. En este proyecto se han analizado tres tipos diferentes de sistemas, un sistema con compresores en paralelo, un sistema con eyectores y por último un sistema con subenfriamiento mecánico integrado.

En este apartado se explicarán los diferentes sistemas y se explicarán sus ventajas y desventajas para finalmente explicar por qué se ha elegido el sistema diseñado en este proyecto.

7.1 Sistema Booster con compresor en paralelo

La primera opción de mejora del sistema básico es el sistema que incorpora compresores en paralelo a los compresores MT. Estos compresores comprimen el flash-gas que se encuentra en

el recipiente aliviando así la carga de refrigerante aspirado por el rack de compresores MT. Esta configuración, elimina la función de la válvula de by-pass de enviar el flash-gas a los compresores de MT, excepto en las condiciones en las que los compresores en paralelo no trabajan. Con la implantación de los compresores en paralelo se consigue una mejora de la eficiencia del sistema base, permitiendo así utilizar el CO₂ en climas cálidos. Gracias a estos compresores se reduce la cantidad de refrigerante aspirada por los compresores MT, esto repercute directamente en el diseño de estos reduciendo su tamaño, el consumo eléctrico y el coste de la instalación.

La válvula de by-pass no se elimina ya que realizará una función de regulación de la presión de aspiración de los compresores en paralelo, evitando que estos compresores aspiren a presiones muy elevadas. En caso de que los compresores en paralelo no sean capaces de comprimir todo el flash-gas producido en el recipiente, la válvula se abriría aliviando así la presión.

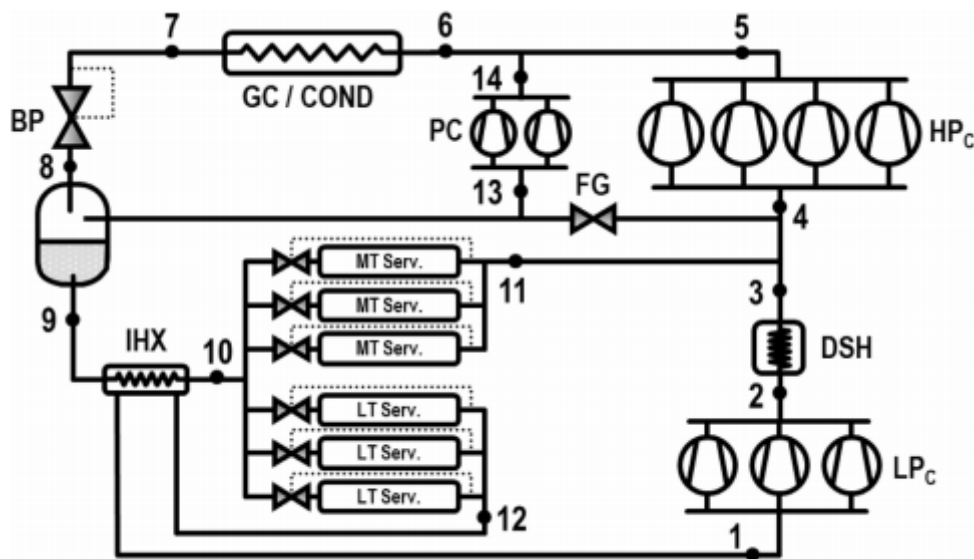
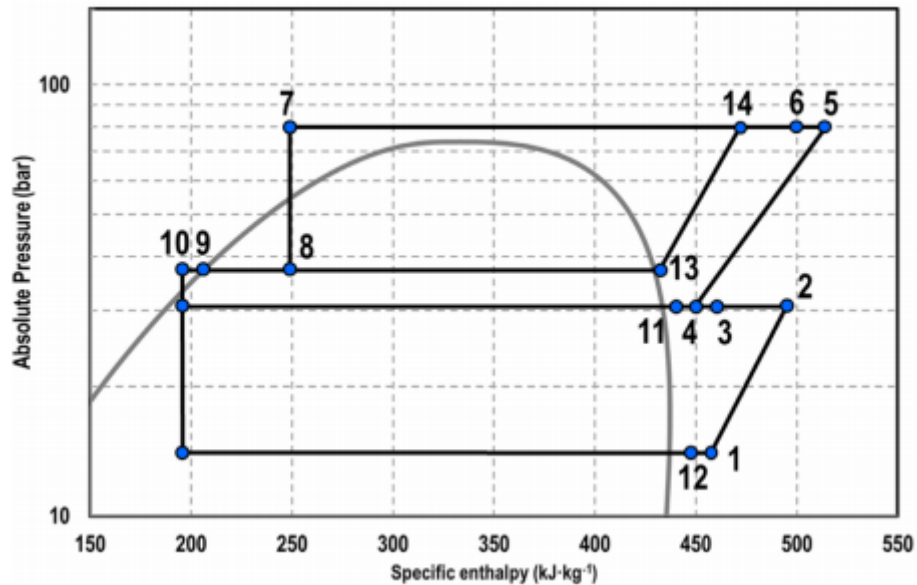


Ilustración 11. Sistema Booster +CP



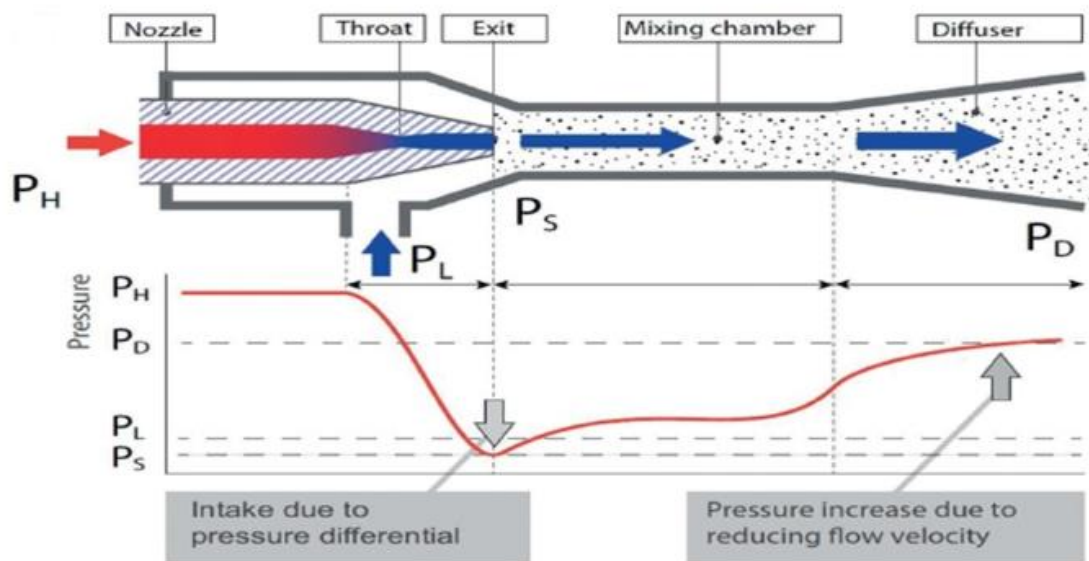
Il·lustració 12. Diagrama p-h sistema booster+CP

7.2 Sistema Booster con multi-eyector

Esta variación incorpora un elemento a la salida del enfriador de gas para mejorar la eficiencia del sistema, para entender las mejoras que proporciona el eyector en el sistema primero se explicará el funcionamiento del mismo.

7.2.1 Eyector

El eyector es un elemento mecánico que utiliza el efecto Venturi para, con la mezcla de dos flujos de refrigerante a diferentes presiones conseguir una pre-compresión del gas antes de los compresores MT. Este elemento sustituye a la válvula de expansión de alta presión por lo que elimina las pérdidas energéticas producidas por las válvulas de expansión.



Il·lustració 13. Funcionament ejector

Utilizando la ilustración anterior se explicará el funcionamiento del eyector. Los dos flujos de refrigerante serán, el gas que descarga el enfriador de gas, este flujo estará a la presión más alta de la instalación (P_H). El segundo flujo será el gas proveniente de los evaporadores de media temperatura a la presión de evaporación (P_L).

El refrigerante a alta presión entra en el eyector, a continuación se produce una reducción de sección (Throat), esta reducción, como indica la ecuación de Bernoulli, aumenta la velocidad del fluido y reduce su presión. Esta velocidad puede alcanzar la velocidad supersónica. Como la presión a la salida de la garganta (P_S) es menor que la presión de evaporación (P_L), se produce una succión del flujo de refrigerante de los evaporadores MT. Estos dos flujos se juntan en la cámara de mezclas, parte del eyector con sección constante. A continuación, se realiza un aumento de la sección (Diffuser) por lo que se reduce la velocidad del fluido y se aumenta la presión. Como observamos, a la salida del eyector se consigue una presión (P_D) mayor que la presión de evaporación de MT.

Después de analizar el funcionamiento del eyector, podemos observar que la sustitución de la válvula de expansión por este elemento proporciona una serie de mejoras. Se reduce la potencia de los compresores MT debido a la pre-compresión que se realiza en el eyector. Además el título de vapor del refrigerante a la entrada de los evaporadores será menor por lo que la capacidad de refrigeración será mayor.

7.2.2 Sistema comercial CO2 booster con multi-eyector

Con las mejoras aportadas por el eyector y analizadas en el apartado anterior el ciclo frigorífico quedaría de la siguiente forma.

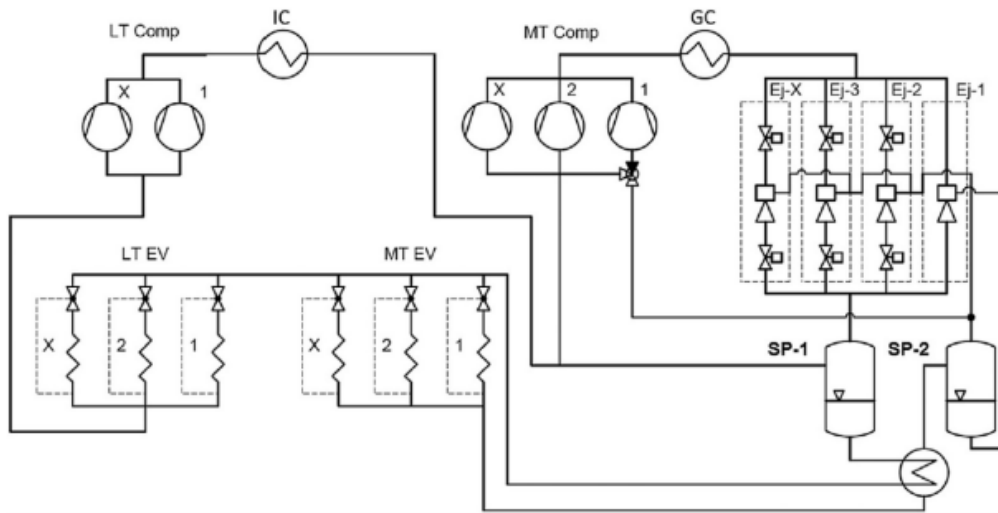


Ilustración 14. Sistema multi-eyector

7.3 Sistemas Booster con subenfriamiento.

La última evolución del sistema básico analizada serán los sistemas con subenfriamiento. En este proyecto nos centraremos en los sistemas transcíticos. Dentro de estos sistemas existen diferentes opciones de subenfriamiento dependiendo de si se basan en un procedimiento externo o interno al propio sistema.

Si el procedimiento de subenfriamiento es externo, se instalará un sistema dedicado a la salida del gas cooler. En estos momentos existen tres alternativas de subenfriamiento externo, el enfriador mecánico dedicado (DMS), los sistemas termoeléctricos y los sistemas híbridos.

Si el subenfriamiento es interno, se utiliza el propio refrigerante del ciclo principal para el subenfriamiento del gas a la salida del gas cooler, existen varias alternativas. Sistemas IHX (Internal Heat Exchanger), combinación de sistemas IHX con eyector, subenfriador mecánico integrado (IMS), IHX con recipiente intermedio, entre otros.

En este proyecto, nos centraremos en los sistemas IMS, estudiados por Catalán-Gil et al.

7.3.1 Subenfriador mecánico integrado (IMS)

Existen diferentes configuraciones para este tipo de sistemas dependiendo del punto de extracción del caudal secundario que se utilizará para el subenfriamiento. Este caudal se puede extraer directamente de la salida del gas cooler para ser expandido y servir para el subenfriamiento, sin embargo no se ha demostrado que haya diferencia de rendimiento al cambiar el punto de extracción del refrigerante. Por lo tanto para este proyecto se ha elegido la configuración que extrae el refrigerante del recipiente en estado de líquido saturado como se muestra en la siguiente ilustración.

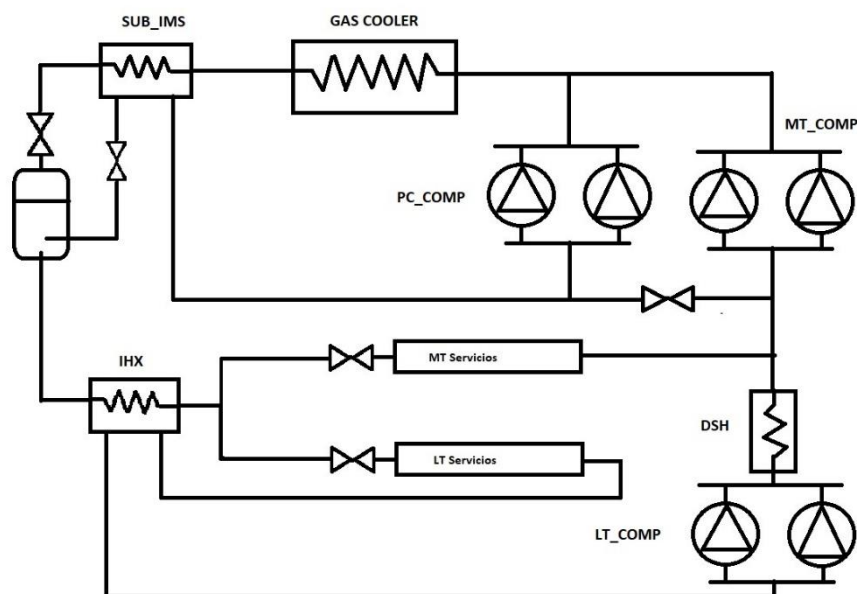


Ilustración 15. Sistema IMS

Este sistema utiliza el refrigerante en estado líquido del separador para subenfriar el refrigerante a la salida del Gas Cooler (SUB_IMS).

El líquido utilizado para el subenfriamiento es recomprimido por unos compresores (COMP_PC) y se inyecta de nuevo a la entrada del Gas Cooler.

Se añade también un desrecalentador (DSH) a la salida de los compresores de baja temperatura (LT_COMP). Este elemento reduce la temperatura de la descarga de los compresores de baja

temperatura para evitar que la descarga de los compresores de media temperatura (MT_COMP) sea demasiado elevada.

Se añade también un intercambiador de calor intermedio (IHX) para subenfriar el líquido que va a los servicios asegurando así el correcto funcionamiento de las válvulas de expansión.

Tal como afirma Llopis [2], las ventajas introducidas en los sistemas transcíticos por el subenfriamiento son: bajada de la temperatura óptima de gas cooler, reducción del trabajo de los compresores MT, disminución de la presión del recipiente, incremento de la potencia frigorífica del sistema y la reducción del título de vapor a la entrada de los evaporadores. Esto último se traduce en un aumento de la temperatura de evaporación.

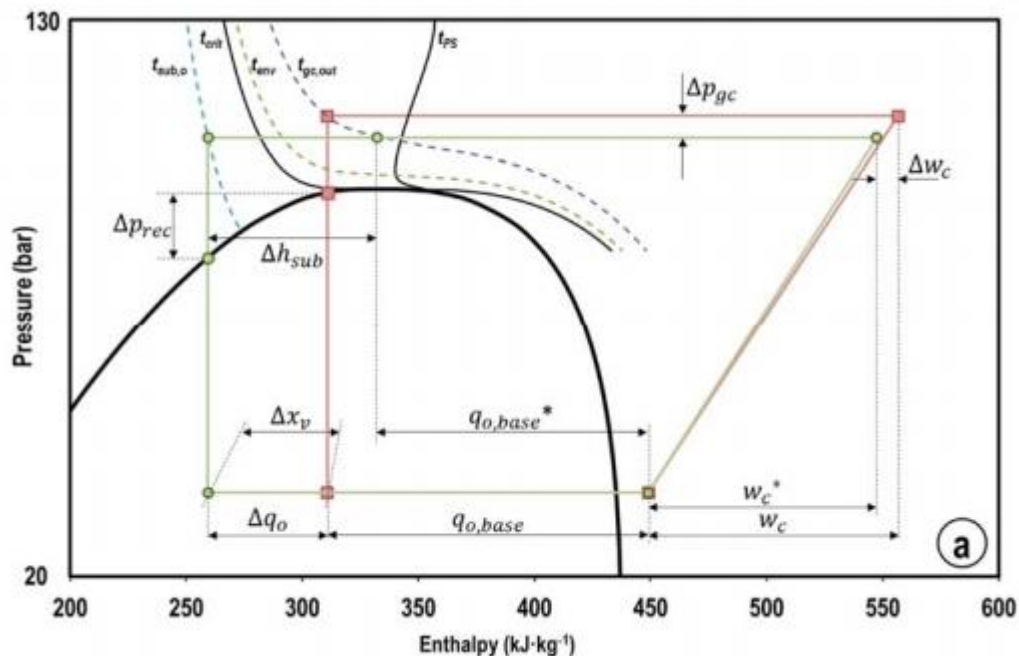


Ilustración 16. Mejoras sistema IMS

7.4 Selección del sistema

Después de analizar cada una de las alternativas, vamos a analizar sus mejoras al sistema básico y finalmente se escogerá el sistema con el que se diseñará el proyecto.

Con el análisis anterior, queda claro que cada una de las alternativas estudiadas introduce mejoras en el sistema básico. Estas mejoras se hacen patentes en los sistemas instalados en climas cálidos donde el sistema básico es incapaz de trabajar eficientemente.

Según el estudio realizado por Catalán-Gil et al. [1], el sistema IMS introduce una mejora respecto al sistema con compresores en paralelo de un 4% a un 6% de reducción de consumo energético en climas templados, siendo un poco menor esta mejora en climas cálidos como España.

Sin embargo, los estudios realizados por Gullo y Cortella [3], muestran que el sistema con subenfriamiento integrado presenta un menor incremento de COP respecto al sistema con compresores en paralelo que los sistemas basados en eyectores.

Por lo tanto, el sistema más eficiente sería el sistema con eyectores. Sin embargo, estos sistemas presentan algunos problemas en la práctica, el primer problema lo encontramos en la falta de experiencia de los técnicos de mantenimiento con estos sistemas. Además los sistemas con eyectores suelen tener una privacidad por parte de la empresa que diseña estos elementos, bastante elevada, siendo imposible acceder a la configuración de los eyectores por parte de los empleados de las empresas instaladoras y mantenedoras.

Por lo tanto, después de analizar las características de cada uno de los sistemas, se opta por diseñar un sistema con subenfriamiento mecánico integrado debido a que, aunque no exista ninguna publicación que asegure que el rendimiento del sistema IMS sea mayor que el rendimiento de los sistemas basados en eyectores, el sistema IMS presenta una mejora notable al sistema con compresores en paralelo y su cambio respecto a este sistema es básicamente, un intercambiador de placas a la salida del gas cooler, haciendo que estos sistemas sean mucho más sencillos de instalar y de mantener por parte de la empresa que se encargará de estos trabajos.

8. Modelo de cálculo

En este apartado se especificará el modelo de cálculo utilizado para cada uno de los elementos que forman el sistema.

8.1 Condiciones exteriores

Como se ha visto en el apartado 6.1 la localización del supermercado será en Gandía (Valencia). Los datos de las condiciones exteriores de proyecto se obtendrán de la base de datos de EnergyPlus™. Al no encontrarse datos fiables de las temperaturas exteriores de la localidad en la que estará emplazada la instalación se utilizarán los datos de la ciudad de Valencia ya que está a poca distancia y las características meteorológicas de las dos localidades es muy similar.

8.2 Modelo termodinámico

El primer dato a tener en cuenta será la potencia frigorífica demandada por la instalación. Estos datos han sido especificados en el apartado 6.3, siendo las potencias necesarias las siguientes.

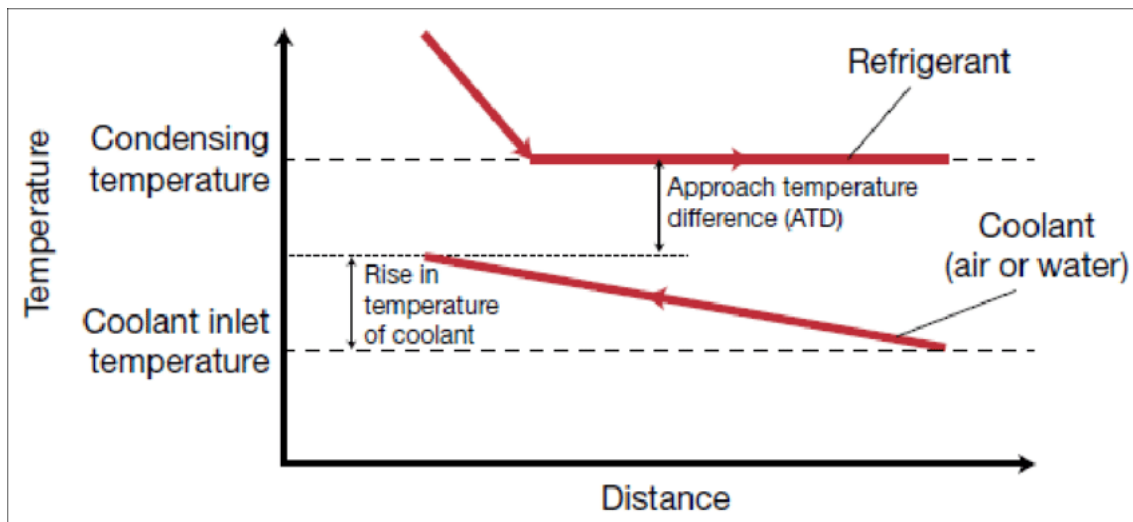
- Potencia frigorífica en LT: 12914 W.
- Potencia frigorífica en MT: 53038,75 W.

A continuación se fijarán las condiciones de temperaturas y presiones con las que se diseñará la instalación. Las temperaturas de evaporación vienen fijadas por la empresa.

- Temperatura evaporación LT: -25°C.
- Presión evaporación LT: 16.83 bares.
- Temperatura evaporación MT: -5°C.
- Presión evaporación MT: 30.46 bares.
- Presión del recipiente: 39 bares.
- Temperatura del recipiente: 4.31°C.

8.3 Modelo termodinámico del Gas-cooler.

Para que se produzca intercambio de calor en el gas-cooler es necesario que exista una diferencia de temperatura entre el gas a enfriar y el agente enfriador. A esta diferencia de temperatura se la llama approach temperatura difference (ATD). El valor del ATD debe ser minimizado para obtener una eficiencia alta pero lo suficientemente alta para asegurar el intercambio de calor.



Il·lustració 17. Approach Gas Cooler

Para el diseño del gas-cooler se supondrá la presión óptima según la temperatura externa media. Esta presión se ha obtenido de la publicación de Catalán-Gil et al. La presión será de 81.4 bares. A esta presión el sistema trabaja en condiciones transcríticas. En estas condiciones la temperatura de salida del refrigerante del enfriador de gas se calcula con la siguiente expresión.

$$T_{Sgc} = T_{amb} + \Delta T$$

Siendo ΔT el valor de ATD en estas condiciones. Debido a la eficiencia térmica de los enfriadores de gas el valor de ATD en condiciones transcríticas será de 2K.

8.4 Modelo termodinámico del desuperheater (DSH)

Se instalará un intercambiador de calor por aire a la salida de los compresores LT. Esto permite bajar la entalpia del gas que llega a los compresores MT con lo que se consigue un menor consumo de estos equipos, con la consiguiente mejora del COP del ciclo. Al ser un intercambiador por aire se asumirá un approach a la temperatura ambiente de 8K. La condición con la que se diseñará este elemento será la siguiente.

$$T_{Sdsh} = T_{amb} + \Delta T$$

Siendo ΔT el approach de 8K.

8.5 Modelo termodinámico del Internal Heat Exchanger (IHX)

Se instalará un intercambiador de placas a la salida del recipiente. Este intercambiador tiene dos funciones. La primera es asegurar el recalentamiento del gas antes de los compresores LT. Esta condición es realmente importante ya que en caso de no asegurarse el recalentamiento, se produciría un retorno de líquido a los compresores lo que podría provocar la rotura del dispositivo. Además, el aumento de la temperatura de aspiración de los compresores asegura una viscosidad óptima del aceite en estos componentes. Según los fabricantes el rango de recalentamiento total del gas sería de entre 8-20K. La segunda función del IHX es el subenfriamiento del líquido saturado antes de los dispositivos de expansión de los muebles. Esto asegura el correcto funcionamiento de las válvulas así como aumenta la capacidad frigorífica del sistema. En este caso debido a la baja demanda frigorífica en la parte de baja temperatura, el caudal que llega desde los evaporadores es muy bajo lo que limita el subenfriamiento del líquido a 2K. Se asumirá una eficiencia del dispositivo de un 20% con la siguiente expresión.

8.6 Modelo termodinámico del intercambiador IMS

En la alternativa elegida para la realización del presente proyecto se instala un intercambiador de placas a la salida del enfriador de gas para enfriar el gas. En el apartado 7 ya se han analizado las diferentes mejoras que aporta este sistema. Se asumirá un valor del subenfriamiento, óptimo para las condiciones en las que se diseñará el sistema. Por lo tanto la temperatura de salida del intercambiador IMS respecto la temperatura de salida del gas cooler será.

$$SUB = 16K$$

$$T_{s,IMS} = T_{s,gc} - SUB$$

Este intercambiador utilizará el líquido del recipiente como caudal secundario. Además debe asegurar que este caudal secundario llegue a los compresores auxiliares en estado sobrecalentado para protegerlos ante posibles retornos de líquido. Por esto se asumirá un recalentamiento de este caudal de 5K.

8.7 Modelo termodinámico de los compresores

La selección de los compresores se realizará con el software de la empresa Bitzer. El número de compresores en cada rack (MT, LT y auxiliares) se seleccionará según el caudal másico a trasegar

por estos compresores. En cada uno de los racks de compresores uno de los compresores llevará variador de frecuencia para ajustarse a los cambios de demanda de la instalación.

En el software de selección del fabricante no se especifica el rendimiento del compresor, por lo que en este proyecto el rendimiento del compresor se aproximará de la siguiente forma. Con los datos del caudal real del compresor y la potencia absorbida por el mismo se aplicará la siguiente fórmula.

$$\eta = \frac{\dot{m}_{real}(h_{out} - h_{in})}{Q_{abs}}$$

Así la potencia consumida real por los compresores será.

$$Q_{abs,real} = \frac{Q_{abs}}{\eta}$$

8.8 Modelo termodinámico del recipiente

Se asumirá que el recipiente trabajará a una presión de 39 bares y una temperatura de 4,3°C.

8.8 Modos de funcionamiento

Los modos de funcionamiento del sistema vendrán limitados por las características de los componentes. La condición de funcionamiento del intercambiador IMS dependerá de la temperatura ambiente ya que a bajas temperaturas no será necesario el subenfriamiento a la salida del gas cooler.

La condición limitante principal será el ratio de compresión mínimo de los compresores. Según el fabricante los compresores no podrán funcionar si el ratio de compresión es menor de 1.5.

$$RC = \frac{P_2}{P_1}$$

Con estas limitaciones los tramos de funcionamiento del sistema serán los siguientes.

- **Sección 1:** El primer tramo de funcionamiento se sitúa entre los 0°C y los 4.49°C. En este tramo los compresores auxiliares no pueden funcionar por no cumplir la condición del RC. Se asegurará una presión de condensación mínima para que los compresores MT

cumplan la condición de $RC=1.5$. En este tramo de funcionamiento el intercambiador IMS no se utiliza.

- **Sección 2:** Esta sección de funcionamiento se fija entre 4.49°C y 6.6°C . Este tramo solo se diferencia del anterior en que la presión de condensación ya puede optimizarse ya que los compresores MT ya cumplen la condición del ratio de compresión.
- **Sección 3:** En este tramo de funcionamiento el sistema continúa trabajando en subcrítico. Sin embargo, los compresores auxiliares ya cumplen la condición de RC por lo que el intercambiador IMS puede empezar a funcionar.
- **Sección 4:** Esta sección se sitúa entre 23.75°C y 28.6°C . En este intervalo de temperaturas el sistema trabaja en la zona de transición muy cercana al punto crítico del refrigerante por lo que se ajustará el sistema para que la presión del gas cooler evite este punto para su correcto funcionamiento.
- **Sección 5:** Por último el sistema empieza a trabajar en la zona transcrítica del refrigerante. Se limita la temperatura máxima a 40°C porque a partir de esta temperatura la presión de alta superaría los 100 bares.

Sección	Tamb,min ($^{\circ}\text{C}$)	Tamb,max ($^{\circ}\text{C}$)	Condición
1	0	4.49	-Subcrítico -IMS OFF -Aux Comp OFF ($RC < 1.5$) -RC Comp,MT =1.5
2	4.49	6.63	-Subcrítico -IMS OFF -Aux Comp OFF ($RC < 1.5$) -RC Comp,MT >1.5
3	6.63	23.75	-Subcrítico -IMS ON
4	23.75	28.6	-Transición

				-IMS ON
5	23.75	40	-Transcrítico	
				-IMS ON

Tabla 6. Secciones de funcionamiento del sistema

8.9 Tramos de funcionamiento de los compresores

Como se ha explicado en el apartado 8.7 el número de compresores en cada rack se seleccionará según la cantidad de caudal que deban trasegar los mismos. Asegurando así que el punto de funcionamiento de los compresores esté dentro del rango diseñado por el fabricante. En este caso y teniendo en cuenta el caudal medio que pueden trasegar los compresores del fabricante el número de compresores en cada rack será, 3 compresores en el rack de MT, 2 compresores en el rack de LT y 1 compresor auxiliar. Además uno de los compresores de cada rack llevará incorporado un variador de frecuencia, este compresor se le llamará *inverter*.

Una vez seleccionado el número de compresores en cada rack se especificarán los tramos de funcionamiento de cada compresor según la demanda del sistema en cada momento.

Se diseñarán tres tramos de funcionamiento principales. Los racks de LT y MT son independientes en su funcionamiento aunque se sitúen en el mismo tramo.

- **Sección 1:** Este tramo se sitúa desde 0 kW hasta 18 kW en media temperatura y entre 0kW y 7kW en baja temperatura. En este tramo sólo funcionarán los compresores con variador de frecuencia ya que la demanda frigorífica es menor que la entregada por un compresor a plena carga. Una vez se llegue a los valores máximos de este tramo el inverter parará de funcionar y empezará el funcionamiento de un compresor a plena carga.
- **Sección 2:** Al final del tramo anterior se pondrían en funcionamiento los compresores sin variador de frecuencia. En caso de que la demanda continúe aumentando volvería a entrar el inverter para apoyar el compresor y poder llegar a la demanda. En el caso del rack de LT esto supondría el funcionamiento de los dos compresores del rack aunque el inverter no funcionaría a plena carga.
- **Sección 3:** En el anterior tramo el rack de LT ya tiene todos sus compresores en funcionamiento. Sin embargo la demanda de media temperatura puede seguir

subiendo. Una vez se hubiese llegado a la demanda máxima del anterior tramo, pararía el inverter y arrancaría el segundo compresor de MT. Si la demanda siguiera subiendo volvería a arrancar el compresor con variador de frecuencia para apoyar a los 2 compresores en funcionamiento.

Hay que decir que ya que la demanda de cada parte de la instalación es independiente, los tramos para cada demanda (LT y MT) podrían cruzarse. Por ejemplo, el rack de MT podría estar funcionando en la sección 2 mientras que el rack de LT estaría funcionando en la sección 1.

Sección	Demanda min(kW)	Demanda max (kW)	Compresores
1	MT: 0	MT:18	-Inverter MT
	LT: 0	LT:7	-Inverter LT
2	MT: 18	MT: 36	-Inverter MT + Comp MT
	LT: 7	LT:13	-Inverter LT + Com LT
3	MT: 36	MT: 53	-Inverter MT+ 2 Comp MT
	LT:13	LT: 13	-Inverter LT + Comp LT

Tabla 7. Tramos de funcionamiento de los compresores

9. Selección de componentes

En el siguiente apartado se listarán los elementos principales de la solución escogida para la instalación de refrigeración del supermercado.

Los equipos seleccionados se corresponden a los calculados en el *Anexo 1: Justificación de cálculos*.

9.1 Elementos de la central de compresores

9.1.1 Compresores MT

La selección de los compresores se realizará con el software del fabricante Bitzer. El número de compresores se ha realizado teniendo en cuenta el caudal que deberán comprimir los compresores. Los compresores de MT deberán comprimir el caudal tanto de los evaporadores de MT como el de los evaporadores de LT ya que se trata de un sistema booster. El cálculo de caudales se puede consultar en el ANEXO 1. Con esta condición se han seleccionado 3 compresores uno de los cuales contará con variador de frecuencia.

Se instalarán 3 compresores de la marca Bitzer modelo 4MTE-7K-40S con las características descritas en el anexo anteriormente mencionado.

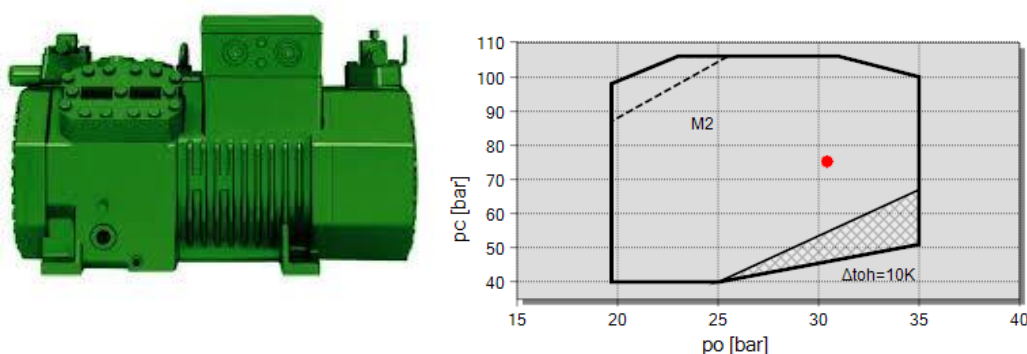


Ilustración 18. Compresor MT

Potencia en el evaporador (Kw)	52,9
Potencia absorbida (Kw)	20,2

Corriente (A)	35
Caudal másico (kg/s)	1040

9.1.2 Compresores LT

Para la selección de los compresores de LT se ha seguido el mismo procedimiento que con los compresores de MT. En este caso el caudal a comprimir por estos equipos es solo el caudal de los evaporadores de LT. Con esta información el número de compresores en el rack de LT será de 2 compresores uno de ellos con variador de frecuencia.

Se instalarán 2 compresores de la marca Bitzer modelo 2JSL-2K-40S con las características descritas en el anexo anteriormente mencionado.

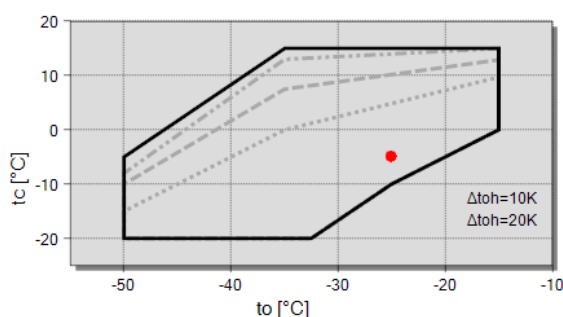
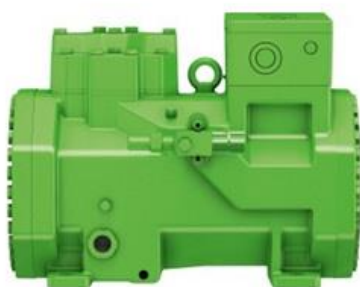


Ilustración 19. Compresor LT

Potencia en el evap. (kW)	13,14
Potencia absorbida (kW)	2,89
Corriente (A)	6,14
Caudal másico (kg/h)	206

9.1.3 Compresores auxiliares

Para la selección de los compresores auxiliares se ha seguido el mismo procedimiento que con los compresores de MT y LT. En este caso el caudal a comprimir por estos equipos es solo el caudal del intercambiador IMS. Con esta información el número de compresores en el rack de LT será de 1 compresor con variador de frecuencia.

Se instalará 1 compresor de la marca Bitzer modelo 2MTE-5K-40S con las características descritas en el anexo anteriormente mencionado.

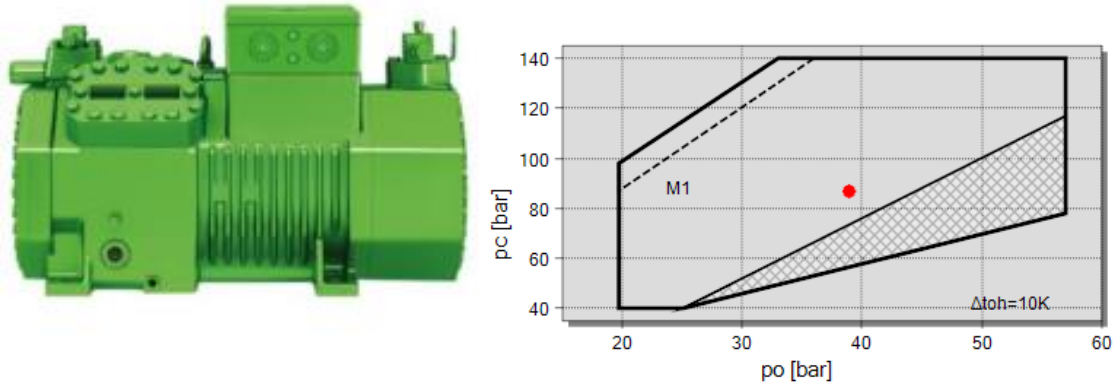


Ilustración 20. Compresor paralelo.

Potencia absorbida (kW)	3,49
Corriente (A)	6,6
Caudal másico (kg/h)	336

9.1.4 Gas Cooler

Utilizando el software de selección GPC.EU 2019 de la empresa Güntner se ha seleccionado un GasCooler horizontal con 2 ventiladores modelo GGHC 0.80.



Ilustración 21. Gas Cooler

9.1.5 Subcooler IMS

Para la selección del intercambiador IMS se ha utilizado el software de selección de la empresa SWEP introduciendo la potencia a intercambiar y las características del refrigerante en los dos caudales del intercambiador.

Como subenfriador IMS se selecciona un intercambiador de placas soldadas de la empresa SWEP, modelo B12Hx74 con una potencia de 38.178 kW.



Ilustración 22. Subcooler IMS

Área de transmisión de calor (m2)	2.02
Potencia (kW)	38.178
Nº de placas	74
Caudal Circuito 1	0.5404
Caudal Circuito 2	0.21

9.1.6 Intercambiador intermedio IHX

Para la selección del intercambiador IHX se ha seguido el mismo procedimiento que con el intercambiador IMS.

Como intercambiador intermedio IHX se selecciona un intercambiador de placas de la empresa SWEP, modelo Bx8Tx18 con una potencia de 2.4262 kW.

*Ilustración 23. Intercambiador IHX*

Área de transmisión de calor (m2)	0.368
Potencia (kW)	2.4262
Nº de placas	18
Caudal Circuito 1 (kg/s)	0.065
Caudal Circuito 2 (kg/s)	0.332

9.1.7 Válvulas expansión

Las válvulas de expansión elegidas son válvulas electrónicas. Estas válvulas pueden ser reguladas según la demanda real del supermercado. Las válvulas elegidas son de la marca Danfoss modelo CCMT con distintos tamaños según la parte de la instalación en la que se instale.

- Válvula de back-up: CCMT16
- Válvula IMS: CCMT16

*Ilustración 24. Válvulas expansión*

9.1.8 Desrecalentador

Utilizando el software de selección GPC.EU 2019 de la empresa Güntner se ha seleccionado un intercambiador por aire modelo AT48.



Ilustración 25. Desrecalentador

9.2 Sistema de tuberías

En este apartado se resumirá el total de metros de las tuberías de los distintos diámetros presentes en la instalación.

Se han calculado los diámetros de las tuberías para cumplir con las exigencias de velocidad para asegurar el retorno de aceite a los compresores.

Los distintos tramos calculados y sus diámetros se pueden consultar en el Anexo 2: Justificación de cálculos. Red de tuberías.

La distribución de las tuberías se puede consultar en el *Plano 2: Distribución de tuberías*.

9.2.1 Red de distribución de líquido

Esta red distribuirá el refrigerante en estado líquido a los evaporadores.

Diámetro (pulgadas)	Longitud (m)
3/8"	102.81
1/2"	11.82
5/8"	6.15
3/4"	12.16
7/8"	9.72

Tabla 8. Tuberías líquido

El total de metros de la red de distribución de líquido es de 142.66 metros.

9.2.2 Red de aspiración de servicios de negativa

Esta red de distribución llevará el refrigerante desde los evaporadores de negativa a los compresores de baja temperatura.

Diámetro (pulgadas)	Longitud (m)
3/8"	45.38
1/2"	12.23

Tabla 9. Tuberías aspiración negativa

El total de metros de la red de aspiración de negativa es de 57.61 metros.

9.2.3 Red de aspiración de servicios de positiva

Esta red de distribución llevará el refrigerante desde los evaporadores de positiva a los compresores de media temperatura.

Diámetro (pulgadas)	Longitud (m)
3/8"	97.31
1/2"	22.32
5/8"	9.78

Tabla 10. Tuberías aspiración positiva

El total de metros de la red de aspiración de negativa es de 129.41 metros.

10. Análisis energético

En este apartado se estudiará el comportamiento energético del sistema diseñado. Para ello se comparará el sistema diseñado en este proyecto con otro sistema booster con compresores en paralelo que tendrá la misma carga térmica y las mismas condiciones. Los datos del cálculo del sistema booster con compresores en paralelo no se añadirán al proyecto ya que no es el objetivo del mismo. Se trata solo de justificar la mejora que introduce el sistema IMS respecto a este.

10.1 COP

Para evaluar la eficiencia de los sistemas calculados se realizará una comparación del COP de cada uno de ellos. Este parámetro es la relación entre la potencia frigorífica requerida por la instalación y la potencia absorbida por los compresores para conseguir dicha potencia. Para la comparación se obtendrá el COP de cada uno de los sistemas en el rango de temperaturas exteriores desde los 0°C hasta los 40°C

Con este análisis se obtiene el siguiente gráfico que compara los dos sistemas.

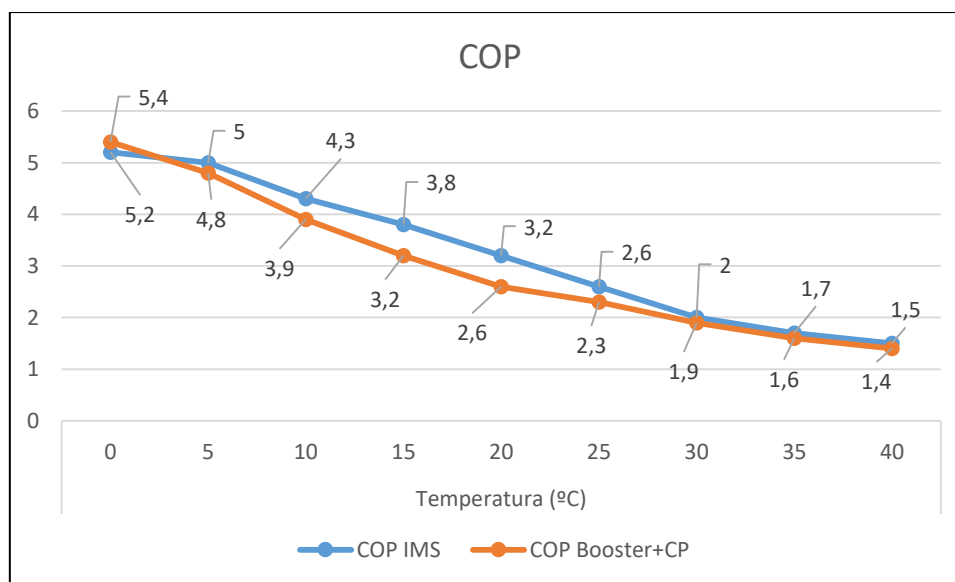


Ilustración 26. Evolución COP

Con estos resultados se puede comprobar que a medida que la temperatura ambiente aumenta el valor del COP de ambos sistemas se reduce y por lo tanto la eficiencia de estos es peor. Esto

es inevitable ya que a medida que la temperatura aumenta el trabajo de los compresores va a ser mayor y por lo tanto el COP se reduce. Otra característica que se puede observar es que los sistemas trabajan con una eficiencia parecida cuando la temperatura exterior es baja, pero el sistema booster con compresores en paralelo tiene una reducción muy brusca del COP en cuanto el sistema empieza a trabajar en modo transcrito. Por lo tanto, se puede observar que el sistema IMS tiene un COP superior al sistema con compresores en paralelo cuando las temperaturas aumentan. Con estos datos se puede obtener cuál es la mejora en porcentaje del COP del sistema IMS respecto del sistema booster con compresores en paralelo.

$$\Delta COP(\%) = 7.50\%$$

La expresión utilizada para obtener este valor se encuentra en el ANEXO I.

10.2 Consumo energético

En este apartado se analizará el consumo energético de la instalación tanto mensualmente como anualmente. En este caso también se realizará una comparativa con el sistema booster con compresores paralelos calculado.

A continuación se mostrará una gráfica del consumo mensual de cada sistema. Para ello se ha utilizado las temperaturas exteriores medias de cada mes. Como es lógico, el consumo aumenta a medida que la temperatura exterior aumenta, así se puede observar que los consumos más elevados se producen en los meses de verano y los más bajos en los meses de invierno.

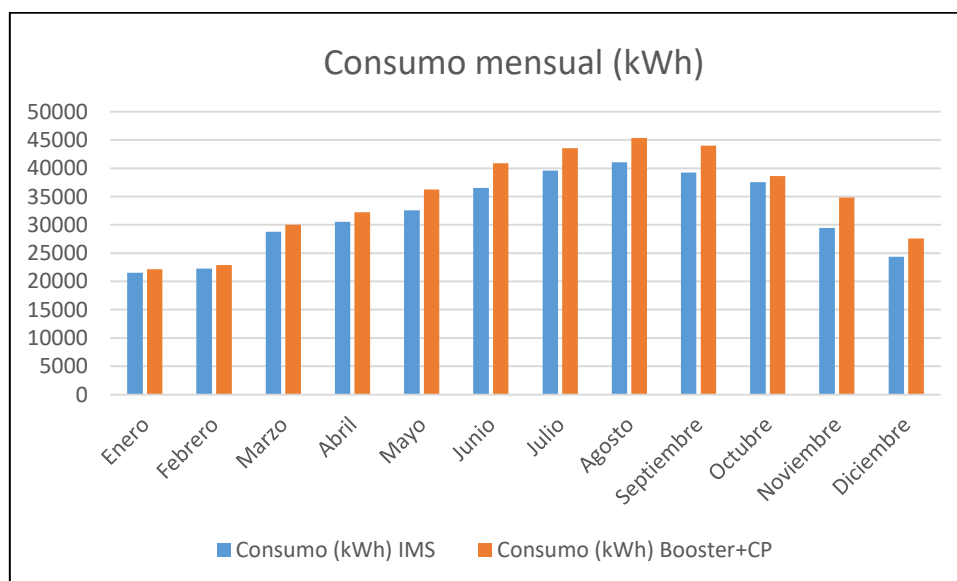


Ilustración 27. Consumo mensual

A continuación se obtiene el consumo anual de los sistemas teniendo en cuenta que la instalación trabajará todas las horas del año. Sin embargo se reducirá el consumo en las horas en las que el supermercado estará cerrado ya que se reducen las cargas térmicas al no haber movimiento de producto ni abertura de las puertas de los muebles.

- Consumo anual sistema booster + compresores paralelos:

$$E_{\text{Booster+CP}} (\text{kWh}) = 398.693,89 \text{ kWh.}$$

- Consumo anual sistema IMS:

$$E_{\text{IMS}} (\text{kWh}) = 368.257,68 \text{ kWh}$$

Se puede concluir que el consumo del sistema IMS es menor que el sistema booster +CP. Por lo tanto, queda justificada la implantación del sistema IMS en esta instalación. Se cuantificará el porcentaje de ahorro energético entre estos dos sistemas.

$$\Delta E (\%) = 8.26\%$$

11. Viabilidad económica

A continuación se realizará un análisis económico de la instalación. El coste de la instalación IMS se encuentra en el apartado de presupuesto. No se añadirá a este proyecto el presupuesto del sistema booster+CP utilizado para la comparación ya que no es el objetivo de este trabajo.

11.1 Costes de la instalación

Los costes analizados serán, los costes de los elementos de físicos de la instalación obtenidos en el apartado de presupuesto y los costes derivados del consumo energético de la instalación. Para el cálculo de este último coste se asumirá un coste fijo del kWh que será de unos 0.12€/kWh.

- Coste energético anual sistema Booster + CP:

$$\text{Coste}_{\text{Booster+CP}} = 47.843,27\text{€}$$

- Coste energético anual sistema IMS:

$$\text{Coste}_{\text{IMS}} = 44.190,93\text{€}$$

Esto implica un ahorro anual en el coste por consumo eléctrico de:

- Ahorro anual por consumo: 3.652,34€

El coste de los elementos de la instalación se puede consultar en el siguiente apartado. Para este estudio sólo se considerará el coste de la central de compresores ya que se supone que las tuberías serán las mismas para los dos sistemas.

- Coste instalación IMS: 80.061,00€
- Coste instalación Booster +CP: 68.532,00€

Con estos resultados la el sobrecoste del sistema IMS respecto del sistema Booster+CP es de:

- Sobrecoste: 11.529,00€

Con estos datos se estudiarán los parámetros económicos VAN, TIRy período de retorno.

Se asumirá un tiempo de amortización de las instalaciones de 8 años por lo que la amortización del sistema IMS será:

- $\text{Amortización}_{\text{IMS}} = 1.441,13\text{€/año}$

Se supondrá que el ahorro energético del sistema IMS respecto del sistema booster+CP serán los beneficios de la instalación y la amortización se considerarán los gastos de la misma.

- Beneficio bruto: 2.211,21€
- Beneficio neto: 1.658,41€
- Flujo de caja: 3099,54€

11.2 VAN

Para el cálculo del VAN se asumirá un valor del IPC=1.70% y un $I_n=3\%$. Con estos datos se calcula el valor de I_r .

- $I_r=1.76\%$

Con este valor se calcula el valor del VAN de la instalación.

- VAN= 11.409,36€

12.3 TIR

A continuación se calculará la tasa interna de retorno de la instalación IMS.

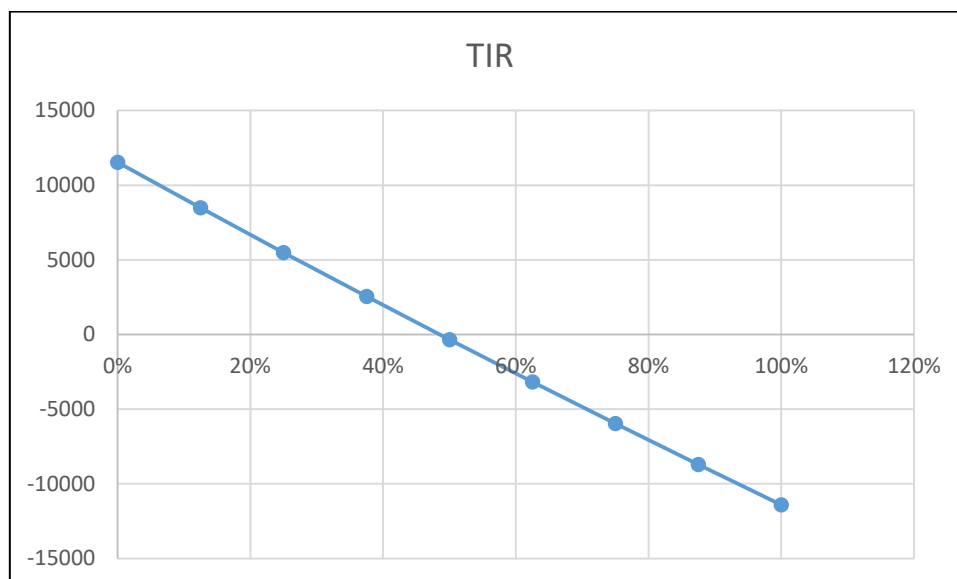


Ilustración 28. TIR

- TIR= 44%

12.4 Período de retorno

Finalmente se calcula el tiempo necesario para recuperar la inversión inicial del proyecto.

- PR = 3.71 años

13. TEWI

El factor TEWI es un indicador del impacto medioambiental de las instalaciones de refrigeración, tanto por las emisiones directas (pérdidas), como por las emisiones indirectas (consumo energético) y por el impacto de las mismas al quedar en desuso.

La fórmula del factor TEWI es la siguiente.

$$TEWI = (GWP \times m \times L_{anual} \times n) + (GWP \times m \times (1 - \alpha_{recovery})) + (E_{anual} \times \beta \times n)$$

Siendo:

- GWP: Global Warming Potential del refrigerante (GWP CO2=1)
- L anual = Ratio de fugas anual
- m: Carga de refrigerante (kg)
- n: Años de vida de la instalación (años)
- $\alpha_{recovery}$: Factor de recuperación del refrigerante (partes por unidad)
- E anual: Consumo energético anual (kWh)
- β = Cantidad de emisiones de CO2 por kWh generado (kg x kWh)

Para el cálculo del factor TEWI de esta instalación se han asumido los siguientes valores:

- n = 20 años
- L anual = 0.2
- m = 21
- E anual = 368.257,68 kWh
- β = 0.35
- $\alpha_{recovery}$ = 0.8

Con estos valores el valor del factor TEWI de esta instalación es TEWI = 2.577.891,96 kgCO2

14. Presupuesto

14.1 Coste de la central de compresores

El coste de la central de compresores se detalla en la siguiente tabla. No se añaden los costes de las tuberías ni los accesorios de las mismas ante la imposibilidad de calcular las distancias reales entre los elementos. Este coste deberá ser añadido por la empresa instaladora.

Componente	Unidad	Modelo	Precio unitario (€)	Precio total (€)
Compresor LT	2	2JSL-2K-40S	2.705,00 €	5.410,00 €
Compresor MT	3	4MTE-7K-40S	7.835,00 €	23.505,00 €
Compresor Paralelo	1	2MTE-5K-40S	6.965,00 €	6.965,00 €
Subcooler IMS	1	B12Hx74	1.176,00 €	1.176,00 €
Intercambiador IHX	1	B8Tx18	504,00 €	504,00 €
Gas Cooler	1	GGHC 0.80	20.500,00 €	20.500,00 €
Desrecalentador	1	AT48	2.500,00 €	2.500,00 €
Valvula Back-up	1	CCMT16	1.474,00 €	1.474,00 €
Válvula IMS	1	CCMT16	1.474,00 €	1.474,00 €
Válvula LT	1	CCMT2	1.495,00 €	1.495,00 €
Válvula MT	1	CCMT4	1.474,00 €	1.474,00 €
Válvula seguridad 90 bar	1	Refrigera 90	137,00 €	137,00 €
Válvula seguridad 120 bar	1	Refrigera 120	664,00 €	664,00 €
Válvula seguridad 30	1	Refrigera 30	137,00 €	137,00 €
Transductor de presión	3	MBS 3000	150,00€	450,00€
Recipiente de líquido	1	RV90 CO2	3871,00€	3871,00€
Variador de frecuencia	3	FEU+16	2.775,00€	8.325,00€
Coste total central de compresores				80.061,00€

Tabla 11. Coste central de compresores

14.2 Coste de la red de distribución en la sala de ventas.

Componente	Unidad	Modelo	Precio unitario (€)	Precio total (€)
Tubería K65 3/8"	50	Tubo rígido 5m	150,00 €	7.500,00 €
Tubería K65 1/2"	10	Tubo rígido 5m	175,00 €	1.750,00 €
Tubería K65 5/8"	5	Tubo rígido 5m	185,00 €	925,00 €
Tubería K65 3/4"	5	Tubo rígido 5m	200,00 €	1.000,00 €
Tubería K65 7/8"	3	B8Tx18	215,00 €	645,00 €
Coste total red de distribución				11.820,00 €
Coste total con sobrecoste				13.593,00€

Tabla 12. Coste red de distribución

Ante la imposibilidad de predecir el número de accesorios necesarios para la instalación de la red por los posibles problemas que la empresa instaladora pudiera encontrarse en la obra (elementos arquitectónicos y otros), se añade un sobrecoste de un 15% sobre el coste total de la red de distribución.

14.3 Coste total instalación

Coste central de compresores	80.0061,00 €
Coste red de distribución	13.593,00€
Coste total instalación	93.654,00€

Tabla 13. Coste total instalación

15. Conclusiones

Después del cálculo de la instalación y del análisis tanto económico como técnico del mismo, se puede afirmar que el sistema IMS respecto del sistema booster clásico presenta una mejora bastante notable.

Aunque en el apartado económico es evidente que el coste inicial de la instalación es menor en el sistema convencional, después de analizar el consumo energético del sistema se llega a la conclusión de que el sistema IMS es más rentable a lo largo de su vida útil, reduciendo el consumo energético anual en algo más de un 8%.

Además, en el análisis económico se puede observar que aunque la inversión inicial en el sistema IMS es mayor respecto del sistema booster+CP, su VAN sigue siendo positivo y el período de retorno es de unos 4 años por lo que podemos afirmar que la inversión de este proyecto es viable.

Por último, fijándonos en el problema principal de los sistemas de refrigeración actuales, su impacto medioambiental debido a los refrigerantes sintéticos con alto GWP, es evidente que los sistemas que utilizan el CO₂ como fluido principal son mucho más respetuosos con el medioambiente y por lo tanto son los sistemas que marcan el futuro de la refrigeración. Además como queda detallado en el proyecto el sistema IMS y sus mejoras respecto a los sistemas de CO₂ convencionales, presentan una mejora en el impacto medioambiental al reducir el consumo eléctrico en las instalaciones situadas en climas cálidos. Aunque el factor TEWI de la instalación puede parecer elevado, las emisiones son debidas prácticamente en su totalidad al consumo eléctrico de la instalación, mientras que si se utilizase un refrigerante con alto GWP este valor aumentaría enormemente ya que a las emisiones debidas al consumo eléctrico se le añadiría las emisiones producidas por las pérdidas del sistema.

ANEXO I: Justificación de cálculos.

Cálculo de la central de compresores

ANEXO 1. JUSTIFICACIÓN DE CÁLCULOS. CENTRAL DE COMPRESORES

1.	Introducción	66
2.	Ciclo de la instalación	66
2.1	Datos iniciales.....	66
2.3	Cálculo de la instalación	70
3.	Componentes	72
3.1	Compresores	72
3.1.1	Compresores MT	72
3.1.2	Compresores LT	73
3.1.3	Compresores auxiliares	74
3.2	Gas Cooler	75
3.3	Subcooler IMS	75
3.4	Intercambiador intermedio (IHx)	76
3.5	Desrecalentador	77
3.6	.Válvulas expansión	78
3.6.1	Válvula de back-up	78
3.6.2	Válvula IMS.....	79
3.7	Otros elementos.....	79
4.	Cálculos energéticos.....	80
4.1	COP.....	80
4.2	Consumo energético anual	80
5.	Análisis económico	81
5.1	Costes	81
5.2	VAN.....	81
5.3	TIR.....	82
5.4	Período de retorno	82

TABLAS

Tabla 14. Condiciones iniciales	66
Tabla 15. Temperatura exterior	67
Tabla 16. Carga térmica servicios de positiva	67
Tabla 17. Carga térmica cámaras positiva.....	68
Tabla 18. Carga térmica servicios negativa	68
Tabla 19. Carga térmica cámaras negativa	68
Tabla 20. Puntos ciclo frigorífico	71
Tabla 21. Potencias compresores.....	72
Tabla 22. Características compresor MT	73
Tabla 23. Características compresor paralelo	74
Tabla 24. Características Gas Cooler	75
Tabla 25. Características IMS	76
Tabla 26. Características IHX	77
Tabla 27. Datos iniciales válvula back-up.....	78
Tabla 28. Datos iniciales válvula IMS.....	79

ILUSTRACIONES

Ilustración 15. Diagrama p-h instalación.....	71
Ilustración 16. Punto funcionamiento compresor MT	73
Ilustración 17. Características compresor LT	74
Ilustración 18, Punto de funcionamiento compresor LT.....	74

1. Introducción

En este anexo se explicarán todos los cálculos realizados para el diseño y selección de los elementos necesarios para el funcionamiento de la central de compresores del supermercado.

Se definirán los puntos del ciclo de refrigeración, las condiciones iniciales de cálculo y los parámetros seleccionados para el diseño (subenfriamiento, recalentamiento).

Algunos elementos del ciclo frigorífico, como los evaporadores, no serán seleccionados en este proyecto ya que vienen integrados en los muebles y cámaras y son seleccionados por la empresa propietaria del supermercado.

2. Ciclo de la instalación

2.1 Datos iniciales

Para el cálculo de la instalación se seleccionan algunos datos de partida, resumidos en la siguiente tabla:

Parámetros	Selección
Tipo de refrigerante	R744 (CO ₂)
Temperatura evaporación MT (°C)	-5
Temperatura evaporación LT (°C)	-25
Temperatura condensación (Gas Cooler)	Tamb+2°C
Presión Gas Cooler (bar)	81.4
Recalentamiento evaporadores (°C)	5

Tabla 14. Condiciones iniciales

La temperatura de condensación (Gas Cooler) en las instalaciones transcríticas no es importante ya que no hay cambio de fase y la temperatura no se mantiene constante durante el enfriamiento. El parámetro a controlar en estas instalaciones es la presión de Gas Cooler. En este proyecto la presión de Gas Cooler se ha seleccionado de la optimización de este valor respecto a la temperatura exterior realizada por el grupo de investigación de la UJI.

El establecimiento estará situado en Gandía (Valencia), debido a la falta de datos sobre las temperaturas anuales de esta localidad se utilizarán los datos de la ciudad de Valencia debido a su proximidad i similitud de clima.

Temperatura exterior de proyecto (°C)	Humedad relativa (%)
33	12.843

Tabla 15. Temperatura exterior

Los datos han sido obtenidos de “Guía técnica. Condiciones exteriores de proyecto. IDAE”.

También consideraremos como datos iniciales la potencia frigorífica demandada por los muebles del supermercado. Esta potencia se calcula con según la cantidad de muebles que tengamos en el supermercado. Según el tipo de mueble se le asigna un valor de potencia frigorífica por metro lineal de mueble. En las cámaras se asigna un valor de potencia frigorífica por metro cúbico de la cámara.

Servicios de positiva:

SERVICIO	RATIO FRIG. POR METRO LINEAL MUEBLE (W)	TOTAL MTS	CARGA (W)
MURAL PLATOS PREP.1	550	8,75	4812,5
MURAL CHARCUTERÍA 1	550	10	5500
MURAL CHARCUTERÍA 2	550	3,75	2062,5
MURAL CHARCUTERÍA 3	550	5	2750
MURAL CARNES 1	550	5	2750
MURAL CARNES 2	550	5	2750
VITRINA CARNES	425	3,75	1593,75
VITRINA CHARCUTERÍA	425	7,5	3187,5
MURAL FRUTAS	550	2,5	1375
MURAL VERDURAS	550	7,5	4125
MURAL FRUTAS 2	550	2,5	1375
MURAL LACTEOS 1	550	12,5	6875
MURAL PESCADO 1	550	2,5	1375
MURAL PESCADO 2	550	1,25	687,5

Tabla 16. Carga térmica servicios de positiva

CAMARAS	RATIO FRIG. POR METRO CÚBICO MUEBLE (W)	TOTAL MTS3	CARGA (W)
CARNES	135	23,5	3172,5
CHARCUTERÍA	125	16	2000
PESCADO	140	20	2800
FRUTAS	135	28,5	3847,5

Tabla 17. Carga térmica cámaras positiva

TOTAL CARGA POSITIVA	53038,75
-----------------------------	----------

Servicios de negativa:

SERVICIO	RATIO FRIG. POR METRO LINEAL MUEBLE (W)	TOTAL MTS	CARGA (W)
ISLA CONGELADO 1	330	5	1650
ISLA CONGELADO 2	330	5	1650
ARMARIO CONGELADO	550	8,58	4719

Tabla 18. Carga térmica servicios negativa

CAMARAS	RATIO FRIG. POR METRO CUBICO MUEBLE	TOTAL MTS3	CARGA (W)
CONGELADO	110	18,5	2035
HORNO	110	26	2860

Tabla 19. Carga térmica cámaras negativa

TOTAL CARGA NEGATIVA (W)	12914
-------------------------------------	-------

Por lo tanto la demanda frigorífica de la instalación serán 53kW en la parte de positiva y 13kW en los servicios de negativa.

Con estos datos calculamos el caudal másico de refrigerante necesario para absorber dichas potencias con las fórmulas:

$$Q_{MT} = \dot{m}_{MT} * (h_{19} - h_{18})$$

$$Q_{LT} = \dot{m}_{LT} * (h_2 - h_1)$$

Siendo:

Q_{MT} : Potencia frigorífica de los servicios de positiva.

Q_{LT} : Potencia frigorífica de los servicios de negativa.

\dot{m}_{MT} : Caudal másico servicios de positiva.

\dot{m}_{MT} : Caudal másico servicios de positiva.

\dot{m}_{LT} : Caudal másico servicios de negativa.

h_1 : Entalpia entrada evaporadores de negativa.

h_2 : Entalpia salida evaporadores de negativa.

h_{18} : Entalpia entrada evaporadores de positiva.

h_{19} : Entalpia salida evaporadores de positiva.

Despejando los caudales másicos de las fórmulas obtenemos los siguientes resultados:

$$\dot{m}_{MT}=0.2671 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{LT}=0.06496 \text{ kg/s}$$

Además tenemos un caudal másico adicional que es el que extraemos del separador para realizar el subenfriamiento del gas a la salida del Gas Cooler. Para calcularlo suponemos un subenfriamiento del gas de 16°C y fijamos un recalentamiento del líquido de 5°C para evitar la llegada de líquido a los compresores en paralelo.

Con estos datos y utilizando la siguiente fórmula calculamos el caudal másico a extraer del separador:

$$\dot{m}_{total} = \frac{\dot{m}_{pc} * (h_{15} - h_{14})}{(h_{10} - h_{11})}$$

$$\dot{m}_{total} = \dot{m}_{pc} + \dot{m}_{LT} + \dot{m}_{MT}$$

Siendo:

\dot{m}_{total} : Caudal másico total de la instalación.

\dot{m}_{pc} : Caudal a extraer del separador.

h_{10} : Entalpía del gas a la salida del Gas Cooler y entrada del IMS.

h_{11} : Entalpía del gas a la salida del IMS.

h_{14} : Entalpía del líquido en la entrada del IMS.

h_{15} : Entalpía del líquido a la salida del IMS.

Resolviendo este balance obtenemos que:

$$\dot{m}_{pc} = 0.2089 \text{ Kg/s}$$

Con estos datos obtenemos un caudal másico total de:

$$\dot{m}_{total} = 0.5409 \text{ Kg/s}$$

2.3 Cálculo de la instalación

Se ha utilizado el software Engineering Equation Solver para el cálculo del ciclo frigorífico de la instalación y a continuación se explicarán los cálculos realizados para la selección de los elementos principales de la misma.

Con el software EES se han calculado los puntos de la instalación, suponiendo un funcionamiento ideal de la instalación, obteniéndose los siguientes resultados:

Punto	Entalpía (kJ/kg)	Presión (bar)	Temperatura (°C)
1	-264	16.83	-25
2	-63.82	16.83	-20
3	-26.4	16.83	15.28
4	4.544	30.46	58.72
5	-15.81	30.46	40
6	-55.8	30.46	6.831
8	-10.9	81.4	83.68
9	-27.84	81.4	73.2

10	-195.4	81.4	34
11	-266	81.4	18
12	-256.6	55	18.27
13	-264	55	16.27
14	-256.6	47	11.74
15	-73.91	47	16.74
16	-52.99	81.4	58.84
18	-264	30.46	-5
19	-65.52	30.46	0

Tabla 20. Puntos ciclo frigorífico

Aparecen entalpías negativas por el sistema de referencia del propio software, sin embargo esto no supone ninguna variación en el cálculo.

A continuación se representan los puntos calculados en el diagrama de Mollier para una mejor comprensión del ciclo.

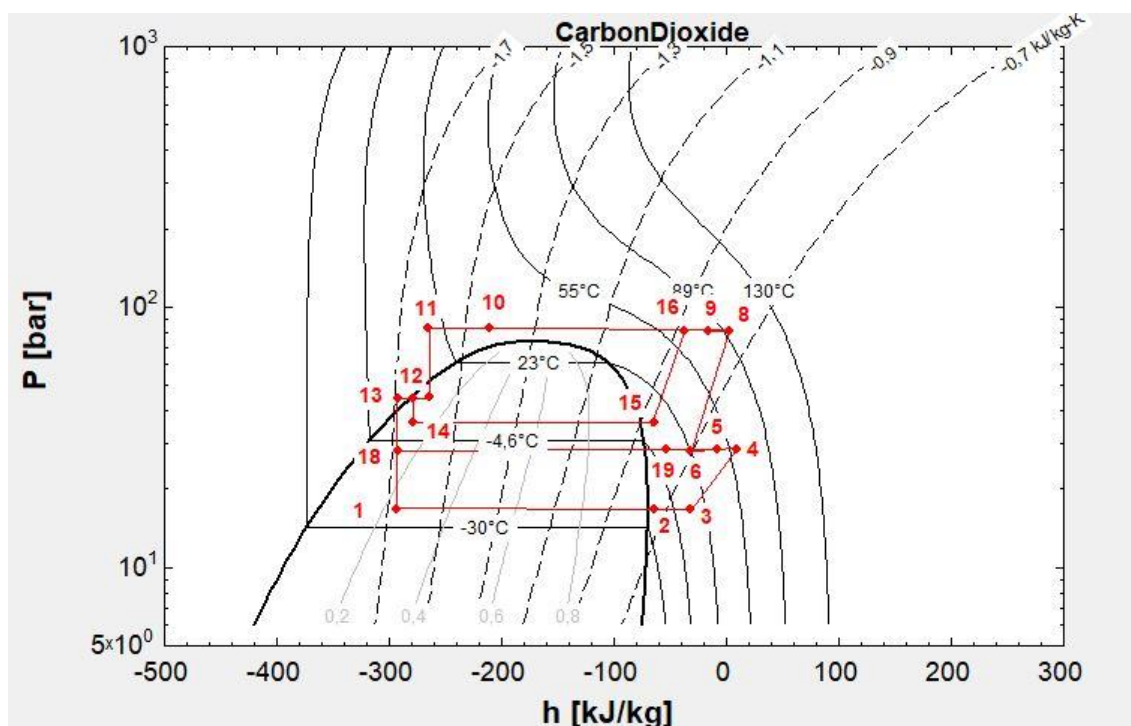


Ilustración 29. Diagrama p-h instalación

Una vez obtenido el ciclo frigorífico en todos sus puntos se procede al cálculo de potencias. El cálculo de las potencias de los compresores se realizara con la siguiente fórmula.

$$P_c = \dot{m}_{ref} * (h_{salida} - h_{entrada})$$

Siendo:

P_c : Potencia producida por el compresor.

\dot{m}_{ref} : Caudal másico trasgado por cada compresor.

h_{salida} : Entalpia del gas a la salida del compresor.

$h_{entrada}$: Entalpia del gas a la entrada del compresor.

Utilizando esta fórmula se calculan las potencias producidas por los tres grupos de compresores.

Potencia Compresores LT (kW)	2.014
Potencia Compresores MT (kW)	14.9
Potencia Compresores Paralelos (kW)	4.396

Tabla 21. Potencias compresores

3. Componentes

3.1 Compresores

Para la selección de los compresores se ha utilizado el software del fabricante Bitzer. Se tratará de compresores semi-herméticos alternativos.

3.1.1 Compresores MT

Para la elección de los compresores primero debemos elegir en número de compresores que formarán el grupo. Para esta aplicación se escogen tres compresores iguales, uno de ellos contará con variador de frecuencia para trabajar a menos del 100% de su carga.

Al tratarse de un sistema Booster el grupo de compresores de media temperatura tendrá que comprimir tanto el caudal másico de los evaporadores de media temperatura como el caudal másico de los evaporadores de baja temperatura.

Con estos datos y la potencia frigorífica necesaria se seleccionan 3 compresores 4MTE-7K-40S con las siguientes características.

Potencia en el evaporador	52,9
Potencia absorbida	20,2

Corriente	35
Caudal másico	1040

Tabla 22. Características compresor MT

En la siguiente ilustración se observan los límites de funcionamiento del compresor seleccionado. Como queda reflejado en la misma, nuestro punto de funcionamiento está dentro de los límites del fabricante.

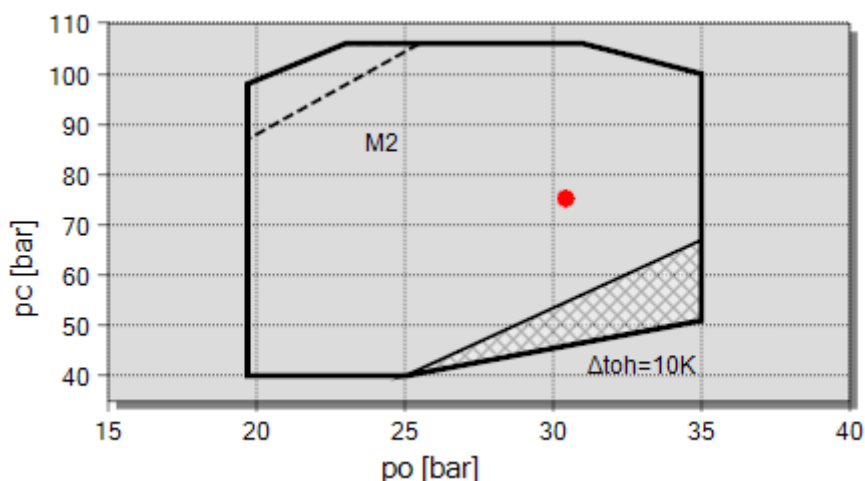


Ilustración 30. Punto funcionamiento compresor MT

3.1.2 Compresores LT

Para la elección de los compresores primero debemos elegir en número de compresores que formarán el grupo. Para esta aplicación se escogen dos compresores iguales, uno de ellos contará con variador de frecuencia para trabajar a menos del 100% de su carga.

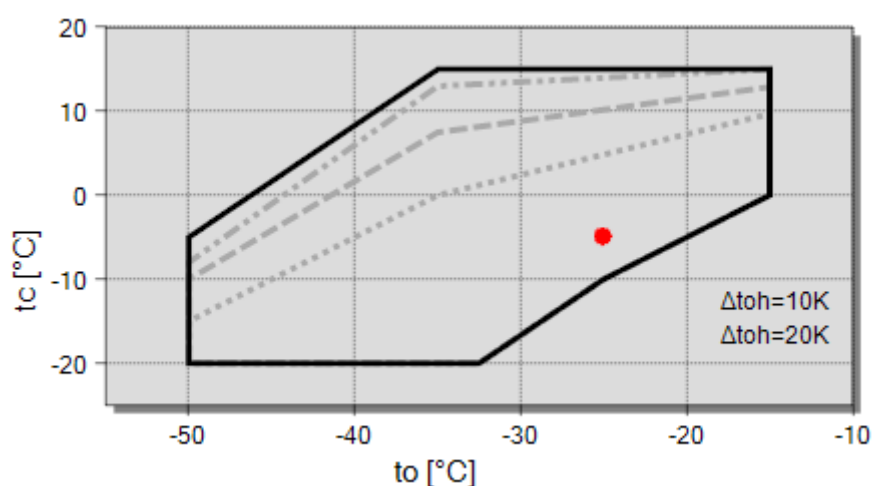
Los compresores de baja temperatura comprimirán el caudal másico de los evaporadores de baja temperatura calculado anteriormente.

Con estos datos y la potencia frigorífica necesaria se seleccionan 2 compresores 2JSL-2K-40S con las siguientes características.

Potencia en el evap. (kW)	13,14
Potencia absorbida (kW)	2,89
Corriente (A)	6,14
Caudal másico (kg/h)	206

Il·lustració 31. Característiques compresor LT

En la siguiente ilustración se observan los límites de funcionamiento del compresor seleccionado. Como queda reflejado en la misma, nuestro punto de funcionamiento está dentro de los límites del fabricante.



Il·lustració 32. Puntu de funcionament compresor LT

3.1.3 Compresores auxiliares

Estos compresores se encargarán de recomprimir el gas producido en el subenfriador IMS a la presión de Gas Cooler.

Con el dato del caudal másico a comprimir y el ratio de compresión se selecciona un compresor 2MTE-5K-40S con las siguientes características.

Potencia absorbida (kW)	3,49
Corriente (A)	6,6
Caudal másico (kg/h)	336

Tabla 23. Características compresor paralelo

Debido al bajo caudal necesario para el subenfriamiento solo es necesario un compresor con variador de frecuencia para la compresión en paralelo. Sin embargo, se podría instalar otro

compresor por seguridad en caso de fallo del primero. Configurado de manera que solo actuara en fallo del compresor principal o alternando por horas de funcionamiento.

3.2 Gas Cooler

En esta instalación el Gas Cooler estará situado en un altillo con terraza por lo tanto se optará por utilizar aire para el intercambio de calor.

Para calcular la potencia necesaria a intercambiar en el Gas Cooler se utiliza la siguiente fórmula.

$$Q_{GC} = \dot{m}_{total} * (h_9 - h_{10})$$

Siendo:

h_9 : Entalpia del gas a la entrada del Gas Cooler.

h_{10} : Entalpia del gas a la salida del Gas Cooler.

Se obtiene así una potencia a intercambiar de 91kW.

Con estos datos se selecciona un GasCooler de la empresa Güntner modelo GGHC 0.80.

Tipo	Horizontal
Potencia (kW)	91.75
Nº ventiladores	2

Tabla 24. Características Gas Cooler

3.3 Subcooler IMS

Este elemento se encargará de subenfriar el gas que sale del Gas Cooler. Debido a que está situado en la parte de alta presión de la instalación se seleccionará un intercambiador de placas diseñado para soportar las altas presiones presentes en esta parte del sistema.

Para la selección de este elemento es necesario calcular la potencia a intercambiar en el mismo. Para ello seleccionamos un subenfriamiento de 16°C, este valor se obtiene del valor óptimo de subenfriamiento dependiendo de la temperatura exterior calculado en el estudio (Catalán-Gil , et al., 2019).

Con este valor y el caudal másico que circula por el intercambiador calculamos la potencia a intercambiar.

$$Q_{IMS} = \dot{m}_{total} * (h_{10} - h_{11})$$

Con esta fórmula obtenemos una potencia a intercambiar de 38.17kW.

Con estos datos seleccionamos un intercambiador de placas B12Hx74 de la empresa SWEP con las siguientes características.

Área de transmisión de calor (m2)	2.02
Potencia (kW)	38.178
Nº de placas	74
Caudal Circuito 1	0.5404
Caudal Circuito 2	0.21

Tabla 25. Características IMS

Tras la selección del elemento se comprueban que los caudales necesarios se corresponden con los calculados teóricamente en el software.

3.4 Intercambiador intermedio (IHx)

Este intercambiador se sitúa a la salida del separador de líquido para subenfriar el líquido que va a las válvulas de expansión de los evaporadores para asegurar que no lleguen burbujas de gas a las mismas asegurando así su correcto funcionamiento.

Se elige un subenfriamiento de 2°C del líquido ya que el caudal másico de la instalación no permite un mayor subenfriamiento, pero se comprueba con el software que el título de vapor en las válvulas de expansión es x=0.

Se calcula la potencia a intercambiar por el IHx según la siguiente fórmula.

$$Q_{IHx} = (\dot{m}_{MT} + \dot{m}_{LT}) * (h_{12} - h_{13})$$

Se obtiene una potencia a intercambiar de $Q_{IHx} = 2.426\text{kW}$.

Con estos datos se elige un intercambiador de placas Bx8Tx18 de la empresa SWEP con las siguientes características.

Área de transmisión de calor (m2)	0.368
Potencia (kW)	2.4262
Nº de placas	18
Caudal Circuito 1 (kg/s)	0.065
Caudal Circuito 2 (kg/s)	0.332

Tabla 26. Características IHX

Tras la selección del elemento se comprueban que los caudales necesarios se corresponden con los calculados teóricamente en el software.

3.5 Desrecalentador

Se colocará un desrecalentador a la salida de los compresores de baja temperatura para reducir su temperatura antes de los compresores de media temperatura. Con esto se evita tener una temperatura de descarga demasiado elevada a la salida de los compresores de media temperatura.

Se utilizará un intercambiador por aire y se dimensionará para conseguir un enfriamiento según:

$$T_5 = T_{amb} + 8^{\circ}C$$

Siendo:

T_5 : Temperatura de salida del desrecalentador.

Con estos datos calculamos la potencia a intercambiar en el desrecalentador.

$$Q_{Desr} = \dot{m}_{LT} * (h_4 - h_5)$$

Obtenemos una potencia a intercambiar en el desrecalentador de $Q_{Desr} = 1.322$ kW

Con estos datos se selecciona un intercambiador de la empresa Güntner, modelo AT48. Con una potencia frigorífica de 1.5 kW.

3.6. Válvulas expansión

Las válvulas de expansión son los elementos que reducen la presión del fluido en el sistema. Esta transformación se considera isoentálpica por lo que la entalpía de entrada del fluido será la misma que la de salida. En este sistema todas las válvulas serán electrónicas. Estas válvulas estarán controladas por el sistema de control del sistema utilizando como parámetro controlador el recalentamiento en los evaporadores o intercambiadores que sigan a las válvulas.

$$h_{entrada} = h_{salida}$$

Al tratarse de un sistema con distintos puntos de expansión del gas diferenciaremos las válvulas según la presión a la que trabajen. La válvula que expansiona el gas desde la presión de Gas Cooler hasta la presión del recipiente la llamaremos válvula de back-up. Esta válvula trabaja a una presión muy elevada por lo que se tratara de una válvula especialmente diseñada para trabajar a dichas presiones.

También encontramos una válvula de expansión antes de la parte de líquido del subenfriador IMS, a esta válvula la llamaremos válvula IMS.

Por último, tendremos las válvulas de expansión de los evaporadores de los muebles y cámaras del supermercado. Las diferenciaremos como LT o MT dependiendo de si los evaporadores son de baja o media temperatura.

Para la selección de las válvulas de expansión se ha utilizado el software CoolSelector2 de Danfoss.

3.6.1 Válvula de back-up

Para la selección de las válvulas se deben introducir unos parámetros. En la siguiente tabla se indican los parámetros introducidos.

Presión de Gas Cooler (bar)	81.4
Presión del recipiente (bar)	55
Temperatura evap. LT (°C)	-25
Temperatura evap. MT (°C)	-5

Tabla 27. Datos iniciales válvula back-up

Con estas condiciones obtenemos una válvula CCMT8, sin embargo el grado de apertura de la válvula sería del 90% por lo que se selecciona una válvula mayor para tener margen de funcionamiento. Por lo tanto la válvula de back-up seleccionada será una CCMT16 de la marca Danfoss.

3.6.2 Válvula IMS

Para la selección de las válvulas se deben introducir unos parámetros. En la siguiente tabla se indican los parámetros introducidos.

Presión de Recipiente (bar)	55
Presión del IMS (bar)	47
Temperatura evap. LT (°C)	-25
Temperatura evap. MT (°C)	-5

Tabla 28. Datos iniciales válvula IMS

Con estas condiciones obtenemos una válvula CCMT16, su grado de apertura sería del 73%, al estar por debajo del 80% aceptamos esta válvula como válida.

3.7 Otros elementos

- Tomas de presión: Se colocarán tomas de presión en diferentes puntos de la instalación. Se colocarán transductores de presión en la parte de alta tarados a 120bar que pararán la instalación en caso de superarse. También se colocarán en las partes de baja y media presión para el control de la central.
- Válvulas de seguridad: Se colocarán válvulas de seguridad en la parte de alta presión taradas a 120bar. El alivio de estas válvulas se conectará al exterior del edificio para evitar la descarga en el interior de la sala de máquinas.
- Visor de líquidos: Se colocarán visores de líquidos para controlar el estado del refrigerante y el nivel de refrigerante en el sistema. Se colocarán en las líneas de aspiración de los compresores.

4. Cálculos energéticos

4.1 COP

Para el análisis de eficiencia del sistema se ha analizado la evolución del COP. Este parámetro se define como la relación entre la demanda frigorífica demandada por la instalación y la potencia absorbida por los compresores. La expresión utilizada por el COP es la siguiente.

$$COP = \frac{Q}{W}$$

Sin embargo esta fórmula genérica del COP tiene variaciones según el modo de funcionamiento del sistema. Si el sistema está trabajando en modo subcrítico, el número de compresores es menor y por lo tanto la potencia consumida se reduce. Esto produce un aumento del COP. Por el contrario, si el sistema está trabajando a plena carga el COP se reducirá al aumentar la potencia absorbida por los compresores.

Además se ha utilizado la siguiente expresión para comparar el COP del sistema IMS y del sistema booster con compresores paralelos.

$$\Delta COP(\%) = \frac{COP_{Booster+CP} - COP_{IMS}}{COP_{IMS}} \times 100$$

4.2 Consumo energético anual

La expresión utilizada para calcular el consumo anual de cada sistema será la siguiente:

$$E_{cons}(kWh) = \sum_1^{12} \sum_1^{24} \frac{Q_{0MT} \times Q_{0LT}}{COP} \times \frac{LF}{100} \times D$$

Siendo:

Q_{0MT} : potencia en los evaporadores de positiva.

Q_{0LT} : potencia en los evaporadores de negativa

COP: COP de la instalación de cada mes.

LF: porcentaje de horas de funcionamiento del sistema.

5. Análisis económico

5.1 Costes

Para analizar la viabilidad económica del sistema se han utilizado las siguientes expresiones.

- Beneficio bruto:

$$BB = Beneficios - Gastos$$

- Beneficio neto:

$$BN = BB - Impuestos = BB - 0.25 * BB$$

- Flujo de caja:

$$FC = BN + Amortización$$

5.2 VAN

El valor actual neto (VAN), es un parámetro que representa la viabilidad o no de la inversión. Si el valor calculado para el período de amortización del proyecto es positivo será un indicativo de que nuestro proyecto es rentable, en caso de ser negativo no se procederá a realizar la inversión.

$$VAN = -I_{inicial} + \sum_1^n \frac{FC}{(1 + ir)^n}$$

Siendo ir:

$$ir = \frac{in}{IPC}$$

5.3 TIR

La tasa interna de retorno (TIR), es un parámetro que analiza la rentabilidad de una determinada inversión. También se puede expresar como el valor de la tasa de descuento que hace que el VAN sea igual a 0.

$$TIR = -I_{inicial} + \sum_1^n \frac{FC}{(1 + ir)^n} = 0$$

5.4 Período de retorno

El período de retorno (PR) es un valor cuantitativo que define el tiempo necesario para recuperar la inversión inicial de un proyecto.

$$PR = \frac{I_{inicial}}{FC_{promedio}}$$

ANEXO II: Justificación de cálculos. Tuberías sala de ventas.

ANEXO 2. JUSTIFICACIÓN DE CÁLCULOS. TUBERÍAS

1. Introducción	85
2. Condiciones iniciales	85
3. Cálculo.....	86
3.1 Línea de líquido.	86
3.2 Aspiración de negativa	87
3.3 Aspiración positiva	87
4. Carga de refrigerante.	88

TABLAS

Tabla 29. Tramos tuberías líquido.....	87
Tabla 30. Tramos tuberías aspiración negativa.....	87
Tabla 31. Tramos tuberías aspiración positiva	88

1. Introducción

En este anexo se detallarán las condiciones iniciales y los cálculos realizados para diseñar la red de distribución del refrigerante por los diferentes muebles frigoríficos presentes en la instalación.

Diferenciaremos la instalación en tres redes de distribución principales.

- Línea de líquido: Será la red que llevará el refrigerante en fase líquida a los evaporadores de los servicios de refrigeración. Esta red será común para todos los servicios del supermercado.
- Aspiración de positiva: Será la red que llevará el refrigerante en estado gas desde los servicios de positiva hasta los compresores de positiva.
- Aspiración de negativa: Será la red que llevará el refrigerante en estado gas desde los evaporadores de los servicios de negativa hasta los compresores de negativa.

2. Condiciones iniciales

El material utilizado en todas las tuberías presentes en la instalación será la aleación de cobre ANSI K65. El ANSI K65 es una aleación de cobre de alta resistencia mecánica por lo que las paredes son relativamente delgadas en las tuberías diseñadas para soportar presiones muy altas como en el caso de este proyecto (120 bar).

Se diseñarán las tuberías asegurando las velocidades necesarias para asegurar el retorno del aceite. Las velocidades serán las siguientes.

- Línea de líquido: Velocidad menor de 2m/s.
- Aspiración de positiva: Velocidad mayor de 4m/s.
- Aspiración de negativa: Velocidad mayor de 4m/s.

Las redes de retorno del refrigerante en fase gas hasta los compresores se instalarán con una pendiente de 6º para ayudar al retorno del aceite hasta la central de compresores.

Se utilizará el software CoolSelector2 de la empresa Danfoss para la selección de los diámetros de los diferentes tramos de tubería.

3. Cálculo.

Con el software de selección y fijando las condiciones anteriormente mencionadas obtenemos los siguientes resultados.

3.1 Línea de líquido.

Longitud (m)	Diámetro (pulgadas)
8.4	7/8
2.48	1/2
8	3/8
4.64	3/8
1.94	3/8
4.64	3/8
1.77	3/8
2.83	3/8
7	3/8
1.86	3/8
8.39	3/8
17.89	3/8
5.93	3/8
9.34	1/2
6.15	5/8
4.9	3/8
4.19	3/8
3.68	3/8
3.68	3/8
1.32	7/8
5.08	3/8
2.88	3/4
3.74	3/8
3.74	3/8
1.85	3/8

3.37	3/8
3.37	3/8
4.96	3/8
9.28	3/4

Tabla 29. Tramos tuberías líquido

3.2 Aspiración de negativa

Longitud (m)	Diámetro (pulgadas)
8.75	1/2
4.68	3/8
3.48	1/2
4.9	3/8
11.5	3/8
6.3	3/8
18	3/8

Tabla 30. Tramos tuberías aspiración negativa

3.3 Aspiración positiva

Longitud (m)	Diámetro (pulgadas)
8.75	3/4
2.45	3/4
1.69	3/8
3.58	3/8
3.24	5/8
6.54	5/8
3.53	3/8
3.53	3/8
5.08	3/8
17.89	3/8
9.37	1/2
8.48	3/8
10.34	1/2
4.74	3/8
2	3/8

4.14	3/8
3.8	3/8
3.8	3/8
2.61	1/2
13.59	3/8
2.15	3/8
2.52	3/8
6.94	3/8
8.24	3/8
1.61	3/8

Tabla 31. Tramos tuberías aspiración positiva

4. Carga de refrigerante.

Para el cálculo de la carga de refrigerante se separará la instalación en tres partes. La primera serán las tuberías de transporte de líquido a los evaporadores. En estas tuberías la carga de refrigerante se ha calculado con la siguiente fórmula.

$$C_{\text{líquido}}(kg) = V_{\text{líquido}} \times \rho_{\text{líquido}}$$

Dónde:

C: Carga de refrigerante.

V: Volumen de las tuberías de líquido.

p: Densidad del refrigerante en estado líquido.

- Red de distribución de líquido

Diámetro (pulgadas)	Longitud (m)	Volumen (m3)	Carga (kg)
3/8"	102.81	0,00635291	8,43030725
1/2"	11.82	0,0013036	1,72987603
5/8"	6.15	0,00106087	1,40777201

3/4"	12.16	0,00301238	3,9974248
7/8"	9.72	0,00328061	4,35337093
Carga total (kg)			19,918751

La segunda parte de la instalación serán las tuberías de aspiración desde los evaporadores de LT hasta los compresores de LT. Aquí la ecuación utilizada será.

$$C_{LT}(kg) = V_{LT} \times \rho_{LT}$$

Dónde:

C: Carga de refrigerante.

V: Volumen de las tuberías de aspiración de LT.

ρ : Densidad del refrigerante en estado gas para las condiciones de los evaporadores de LT.

- Red de aspiración de servicios de negativa

Diámetro (pulgadas)	Longitud (m)	Volumen (m3)	Carga (kg)
3/8"	45.38	0,00280415	0,1184474
1/2"	12.23	0,00134882	0,05697403
Carga total (kg)			0,17542143

Por último, la última parte de la instalación serán las tuberías de aspiración desde los evaporadores de MT hasta los compresores de MT. Siendo la expresión utilizada la siguiente.

$$C_{MT}(kg) = V_{MT} \times \rho_{MT}$$

Dónde:

C: Carga de refrigerante.

V: Volumen de las tuberías de aspiración de MT.

ρ : Densidad del refrigerante en estado gas para las condiciones de los evaporadores de MT.

- Red de aspiración de servicios de positiva

Diámetro (pulgadas)	Longitud (m)	Volumen (m3)	Carga (kg)
3/8"	97.31	0,00601305	0,47539149
1/2"	22.32	0,00246162	0,19461557
5/8"	9.78	0,00168704	0,13337731
Carga total (kg)			0,80338437

Al desconocerse el volumen de los evaporadores que se instalarán por parte de la propiedad es imposible estimar la carga de refrigerante en los mismos. La fórmula que se utilizaría en caso de disponer de datos sería la siguiente.

$$C_{evap} = V_{evap} \rho_{evap} x \Phi_{evap}$$

Siendo:

C: Carga de refrigerante en el evaporador

V: Volumen del evaporador

Φ : grado de llenado del evaporador (en caso de no trabajar con evaporador inundado)

ρ : Densidad del refrigerante en estado líquido en las condiciones del evaporador.

Con estos datos la carga de la instalación sería de 21kg de refrigerante.

PLIEGO DE CONDICIONES

PLIEGO DE CONDICIONES

1.	Descripción de las obras.....	94
2.	Condiciones técnicas	94
2.1	Equipos y condiciones de ejecución.....	94
3.	Condiciones técnicas de las tuberías.....	95
3.1	Instalación	95
3.2	Pruebas hidrostáticas	96
3.2.1	Prueba de estanqueidad	96
3.2.2	Prueba de presión	96
4.	Condiciones técnicas de los equipos de la instalación frigorífica	97
4.1	Placas de identificación	97

1. Descripción de las obras

El siguiente documento fija las especificaciones técnicas, legales y económicas para la ejecución y puesta en marcha de este proyecto.

Las obras que se deben llevar a cabo se pueden agrupar en tres apartados:

- Instalación de equipos
- Construcción de instalación
- Puesta en marcha

La instalación a llevar a cabo será la instalación del circuito de distribución del refrigerante.

La instalación de equipos hace referencia a todos los equipos descritos en la memoria del presente proyecto.

En el presente pliego de condiciones se detallarán las condiciones de calidad, montaje y puesta en marcha de la instalación.

2. Condiciones técnicas

La interpretación de este documento corresponde a la entidad propietaria de la instalación.

2.1 Equipos y condiciones de ejecución

La empresa instaladora se comprometerá a suministrar y montar todos los equipos y materiales necesarios para la instalación conforme al número, características, materiales y dimensiones descritos en el presente documento.

La empresa instaladora deberá suministrar a su vez los elementos omitidos pero necesarios para la correcta ejecución del proyecto. Véase: útiles de soldadura, pintura, suportación y demás elementos necesarios.

Todos los elementos a instalar deberán ser nuevos y de la calidad y características descritas en el presente Pliego de Condiciones.

La empresa instaladora deberá procurar la mano de obra necesaria para la realización de los trabajos, así como asegurar el transporte de los materiales y equipos a pie de obra.

La empresa instaladora se compromete a comunicar cualquier problema o anomalía observada durante la ejecución de los trabajos.

Los materiales producidos por derribos u otras actividades derivadas de la ejecución de la obra quedarán bajo responsabilidad de la propiedad. Siendo esta la encargada de su almacenaje o transporte a vertederos.

La Propiedad podrá pedir muestras de los materiales utilizados a la empresa instaladora para su aprobación o para la realización de pruebas y verificaciones sobre los mismos.

En caso de instalación de materiales sin la aprobación de la Propiedad se podrá obligar a la demolición o desmontaje de los trabajos realizados.

La empresa instaladora designará un técnico responsable, suficientemente cualificado, que supervisará las obras realizadas siguiendo las órdenes recibidas por la Propiedad.

3. Condiciones técnicas de las tuberías

Las tuberías se identificarán por la clase de material, diámetro interior, diámetro nominal (mm o pulgadas) y la presión nominal de trabajo (bar) de la que depende el espesor de la tubería.

Las tuberías deberán llevar el marcado de la norma bajo la que están fabricadas.

El material de las tuberías será siempre aleación de cobre K-65. Tubos redondos estirados en frío sin soldadura. Las medidas y diámetros serán los expuestos en la memoria de este proyecto.

3.1 Instalación

Las tuberías serán inspeccionadas a la llegada a pie de obra para descartar imperfecciones, grietas u otros posibles defectos.

Las tuberías serán instaladas de manera ordenada intentando, en la manera que sea posible, disponerlas en tres ejes perpendiculares entre sí en la sala de máquinas. La instalación de las tuberías en la sala de ventas se realizará de acuerdo a lo dispuesto en el plano de distribución de tuberías.

En la sala de ventas las tuberías llegarán a los muebles por el interior del falso techo y bajarán verticalmente al evaporador. En caso de no existir un pilar donde realizar la suportación de las tuberías se creará con perfil metálico.

Las tuberías se instalarán con el menor número de uniones posibles.

La suportación se realizará con elementos totalmente metálicos, resistentes a la corrosión según la comisión técnica (CT-36 siderurgia IRANOR).

Los elementos de fijación de las tuberías a los elementos de sujeción tales como grapas o abrazaderas deberán tener un material elástico entre la tubería y los elementos de sujeción.

En caso de utilizar uniones roscadas en los elementos se utilizará el material interpuesto en la rosca necesario para garantizar su estanqueidad duradera.

3.2 Pruebas hidrostáticas

Toda la instalación de distribución deberá someterse a pruebas de presión y estanqueidad antes de quedar ocultas por elementos de albañilería.

3.2.1 Prueba de estanqueidad

Previamente a la prueba de estanqueidad se habrá limpiado la instalación llenándola y vaciándola tantas veces como sea necesario con gas inerte.

Se presurizará y comprobará la estanqueidad de todos los elementos, en caso de detectarse alguna fuga se sustituirá toda la tubería, no se permitirá la reparación de las fugas.

Una vez sustituido el material defectuoso se deberá repetir la prueba.

3.2.2 Prueba de presión

Se presurizará la instalación a una presión de prueba de 1.5 la presión de trabajo. Al tener diferentes presiones de trabajo en la instalación la prueba se realizará aislando cada parte de la instalación y presurizándola independientemente.

Se deberá mantener la presión durante una hora sin que el manómetro marque una presión inferior a 0.9 la presión de prueba.

4. Condiciones técnicas de los equipos de la instalación frigorífica

Todos los equipos a instalar deben seguir las especificaciones designadas en la memoria de este proyecto.

4.1 Placas de identificación

Todos los equipos utilizados en la instalación deberán llevar una placa de identificación con la siguiente información.

Compresores:

- Voltaje nominal
- Intensidad nominal
- Fabricante
- Modelo
- Nº fabricación
- Tipo de conexión
- Velocidad
- Caudal

Equipos de refrigeración:

- Nombre del fabricante
- Número de fabricación
- Designación del modelo
- Energía de alimentación
- Potencia nominal absorbida
- Potencia frigorífica
- Tipo de refrigerante
- Cantidad de refrigerante
- CEE

PLANOS

